



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A
KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A MĚŘICÍ TECHNIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF CONTROL AND INSTRUMENTATION

ŘÍZENÍ PNEUMATICKÝCH SVALŮ V ANTAGONISTICKÉM ZAPOJENÍ

CONTROL OF ANTAGONISTIC PAIR OF PNEUMATIC MUSCLES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

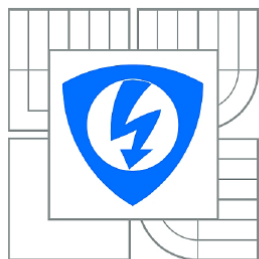
ONDŘEJ KLAPIL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUKÁŠ KOPEČNÝ, Ph.D.

BRNO 2013



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

Ústav automatizace a měřicí techniky

Bakalářská práce

bakalářský studijní obor
Automatizační a měřicí technika

Student: Ondřej Klapil

Ročník: 3

ID: 125475

Akademický rok: 2012/2013

NÁZEV TÉMATU:

Řízení pneumatických svalů v antagonistickém zapojení

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

Model pneumatického svalu vytvořený v rámci semestrální práce validujte v porovnání s reálným systémem. Určete parametry modelu konkrétního manipulátoru s antagonistickými pneumatickými svaly.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

TONDU, B., LOPEZ, P. Modeling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuators. IEEE Control Systems Magazine, 2000, vol. 20, no. 2, p. 15 – 38.

Termín zadání: 11.2.2013

Termín odevzdání: 27.5.2013

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Kopečný, Ph.D.

Konzultanti bakalářské práce:

doc. Ing. Václav Jirsík, CSc.

Předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor bakalářské práce nesmí při vytváření bakalářské práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Bibliografická citace

KLAPIL, O. *Řízení pneumatických svalů v antagonistickém zapojení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2013. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lukáš Kopečný, Ph.D..

Abstrakt

Tato práce se zabývá řízením pneumatických svalů v antagonistickém zapojení. V práci je odvozen matematicko-fyzikální model McKibbenova pneumatického svalu. Je vytvořen počítačový model pomocí programu Matlab a navrhnutá metoda jeho řízení. V další části je popsán reálný systém s pneumatickými svaly, jeho praktická realizace a návrh regulace takového systému.

V poslední části je srovnání vytvořeného matematicko-fyzikálního modelu a reálné soustavy s ohledem na možnost použití modelu pro návrh regulátorů pro reálný systém.

Klíčová slova

McKibbenův pneumatický sval, antagonistické zapojení, statický model, dynamický model, řízení v uzavřené smyčce.

Abstract

This thesis deals with controls of pneumatic muscles in antagonistic involvement. Mathematical-physical model of McKibben's pneumatic muscle is deduced in this work. A computer model is created using Matlab and the method of controls of the muscle is designed.

The next section describes a real system with pneumatic muscles, its practical realization and design of controllers for this system.

The last part is a comparison of the created mathematical-physical model and the real system with regard to the possibility of using the model for designing controllers for real systems.

Keywords

McKibben pneumatic muscle, pneumatic muscle actuator, antagonistic muscla actuator, static model, dynamic model, close loop control.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma Řízení pneumatických svalů v antagonistickém zapojení jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této bakalářské práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

V Brně dne 21.5.2013

.....

(podpis autora)

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. ing. Lukáš Kopečný, Ph.D. za odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce a rodičům za trpělivost a podporu.

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek	10
1 Úvod	11
2 Pneumatický sval.....	12
2.1 Statický model pneumatického svalu.....	12
2.2 Dynamický model pneumatického svalu	14
2.3 Termodynamický model pneumatického svalu.....	15
2.4 Antagonistické zapojení pneumatických svalů	17
3 Řízení pneumatického svalu.....	19
3.1 Model antagonistického zapojení.....	19
3.1.1 Subsystem Žádaná hodnota.....	19
3.1.2 Subsystem Regulace tlaku.....	20
3.1.3 Subsystem Pohyb sval.....	22
3.1.4 Zpracování výstupů svalů	22
3.2 Návrh regulátoru rozdílu tlaku	23
3.2.1 Odezvy systému s regulátorem	24
4 Řízení reálné soustavy.....	26
4.1 Popis soustavy	26
4.2 Převody snímačů	28
4.2.1 Čidla tlaku	28
4.2.2 Čidlo natočení	29
4.3 Schéma řízení svalů a sběru dat	31
4.3.1 Subsystem Senzory	31
4.3.2 Subsystem Rozdíl tlaku.....	33
4.3.3 Subsystem Vypouštění/napouštění svalu	33
4.3.4 Subsystem PI regulátor	34
4.3.5 Subsystem Vypouštění	35
4.4 Nastavení parametrů regulátorů	35
4.4.1 Návrh regulátoru tlaku	35
4.4.2 Návrh regulátoru natočení.....	36
4.4.3 Odezvy reálného systému	36
5 Srovnání reálné soustavy s modelem	39
5.1 Úprava modelu.....	39

5.2	Porovnání výsledků soustavy a modelu	41
5.2.1	Porovnání odezev na skok žadané hodnoty soustavy a modelu	41
5.2.2	Porovnání odezev na lineární nárůst žadané hodnoty soustavy a modelu.....	42
5.2.3	Porovnání průběhu tlaků ve svalech mezi modelem a reálným systémem	43
5.2.4	Shrnutí výsledků.....	44
6	Závěr.....	45
	Literatura.....	46
	Seznam použitých symbolů.....	47
	Seznam příloh	48

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Základní parametry pneumatického svalu [2].....	12
Obr. 2 Závislost síly na relativním zkrácení svalu [3]	14
Obr. 3 Závislost koeficientu tření na rychlosti kontrakce [3]	15
Obr. 4 Antagonistické zapojení pneumatických svalů [4]	17
Obr. 5 Model pneumatických svalů v antagonistickém zapojení.....	19
Obr. 6 Subsystem Regulace tlaku	20
Obr. 7 Subsystem Napouštění/Vypouštění	21
Obr. 8 Subsystem Sval termodynamika	21
Obr. 9 Subsystem Pohyb sval.....	22
Obr. 10 Graf odezvy na skokovou změnu žádané hodnoty natočení kladky	24
Obr. 11 Graf odezvy na lineární nárůst žádané hodnoty natočení kladky	24
Obr. 12 Graf průběhů tlaků v jednotlivých svalech modelu	25
Obr. 13 Zapojená soustava s pracovní stanicí.....	26
Obr. 14 Elektronický budič solenoidního ventilu MATRIX.....	27
Obr. 15 Rám s osazenými pneumatickými svaly	28
Obr. 16 Graf charakteristiky snímače tlaku	29
Obr. 17 Graf aproximace senzoru natočení – převod na stupně	30
Obr. 18 Graf aproximace senzoru natočení - převod na signál U_p	30
Obr. 19 Celkový pohled na schéma řízení svalů a sběru dat.....	31
Obr. 20 Subsystem Senzory	32
Obr. 21 Subsystem odšumění.....	32
Obr. 22 Subsystem Rozdíl tlaku.....	33
Obr. 23 Subsystem Vypouštění/napouštění sval	34
Obr. 24 Subsystem Sval	34
Obr. 25 Subsystem PI regulátor	35
Obr. 26 Graf odezvy na skok žádané hodnoty U_n reálného systému.....	37
Obr. 27 Graf odezvy na skok žádané hodnoty úhlu natočení reálného systému	37
Obr. 28 Graf odezvy na lineární nárůst žádané hodnoty U_n reálného systému	38
Obr. 29 Graf odezvy na lineární nárůst žádané hodnoty úhlu natočení reálného systému	38
Obr. 30 Celkový pohled na upravený model podle reálné soustavy	40
Obr. 31 Pohled na subsystem Regulace tlaku upraveného modelu.....	40
Obr. 32 Graf srovnání odezev modelu a reálného systému na skokovou změnu hodnoty U_n	41

Obr. 34 Graf srovnání odezev modelu a reálného systému na lineární nárůst žádané hodnoty U_n	42
Obr. 33 Srovnání odezev reálného systému a modelu na skok žádané hodnoty úhlu natočení ..	42
Obr. 35 Graf srovnání odezev reálného systému a modelu na lineární nárůst žádané hodnoty úhlu natočení ..	43
Obr. 36 Graf srovnání tlaků svalu 1 mezi modelem a reálnou soustavou.....	43
Obr. 37 Graf srovnání tlaků svalu 2 mezi modelem a reálnou soustavou.....	44

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Hodnoty pro nastavování regulátorů metodou Ziegler-Nichols.....	23
---	----

1 ÚVOD

Pneumatický sval by vynalezen už v roce 1930, kdy se o něm uvažovalo jako o pohonu protéz. Dále byl pak zdokonalován, až vznikla celá řada funkčních variant pneumatických svalů. Navzdory jeho nesporným výhodám brání jeho většímu rozšíření absence uspokojivého matematického modelu.

Jeho výhody spočívají ve velkém poměru vyvíjené síly a výkonu vůči hmotnosti a objemu, jejich srovnatelnosti s biologickými svaly, což umožňuje snadné propojení s lidským operátorem, možnost použití ve výbušném a vlhkém prostředí a má plynulý přechod mezi krajními polohami.

Nevýhodami je potřeba zdroje stlačeného plynu a poddajnost svalu způsobená stlačitelností pracovního média. Průmyslové výrobě pneumatických svalů se věnuje např. firma FESTO.

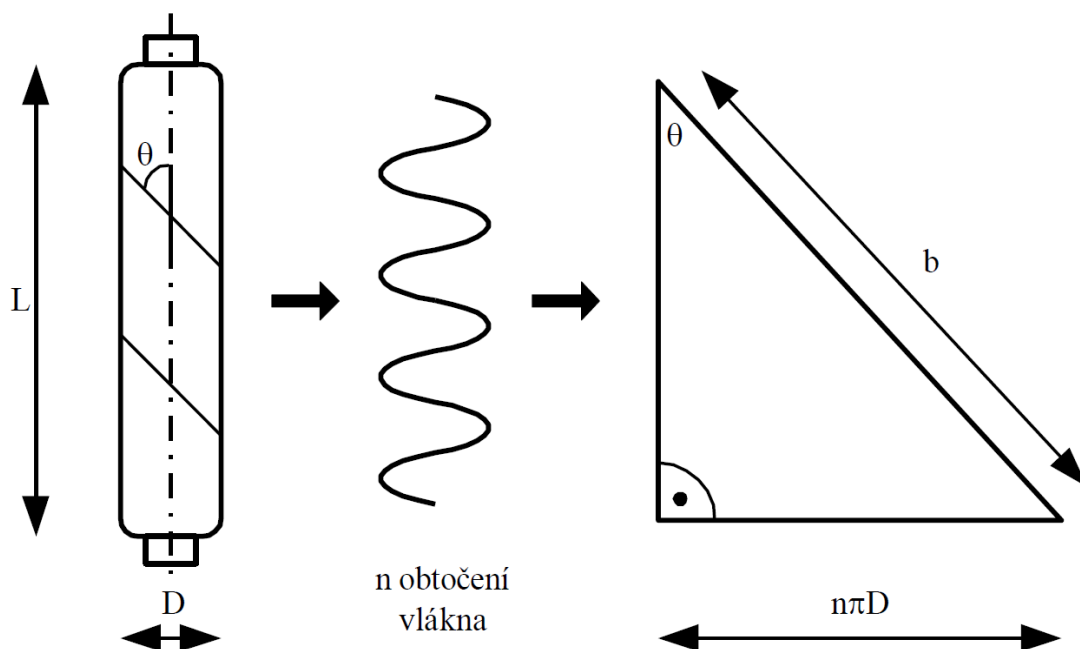
Cílem této práce je řízení pneumatických svalů v antagonistickém zapojení. Jako pneumatický sval se zde vyskytuje McKibbenův pneumatický sval, který je nejrozšířenější. Bude zde popsán a navrhnout základní statický i dynamický matematický model v programu Matlab R2011b a poté bude navrhnout způsob řízení svalů v antagonistickém zapojení [7]. Dále bude představena reálná soustava, pro kterou bude opět navrhnout systém řízení a výsledky budou srovnány s modelem.

2 PNEUMATICKÝ SVAL

Pneumatický sval se skládá z elastické trubice opletené pevnými silikonovými vlákny, která mají minimální délkovou roztahnost a zároveň je opletení dostatečně volné, aby umožnilo šířkové roztahnutí elastické trubice. Princip funkce je založen na zkrácení délky svalu při zvyšování tlaku uvnitř elastické trubice. Opletení převádí radiální sílu roztahující se trubice na axiální kontrakční sílu. V této práci se budeme zabývat výhradně McKibbenovým pneumatickým svaem, jehož opletení je provedeno vzájemně se křížícími vlákny. Tvoří tak základní pantografické jednotky. Pro zjednodušení budeme předpokládat, že tvar nafouknutého svalu je *ideální válec* s výškou L a průměrem D . Níže budou odvozeny základní matematické modely, podle kterých vznikl výsledný matematický model v programu Matlab.

2.1 Statický model pneumatického svalu

Uvažujme, že sval má konstantní počet obtočení vlákna kolem válce n [-] a konstantní délku vlákna b [m] viz **Obr. 1**.



Obr. 1 Základní parametry pneumatického svalu [2]

Z konstant n a b a z úhlu opletení vlákna θ lze vyjádřit aktuální délku svalu L a průměr svalu D :

$$L = b \cdot \cos\theta \quad (2.1)$$

$$D = \frac{b \cdot \sin\theta}{n \cdot \pi} \quad (2.2)$$

Objem svalu $V [\text{m}^3]$ potom určíme z rovnice objemu válce:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = \frac{b^3}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \cdot \sin^2 \theta \cdot \cos \theta \quad (2.3)$$

Položíme-li derivaci vztahu (2.3) rovno nule získáme maximální objem svalu, který nastane při úhlu opletení $\theta = 54,74^\circ$.

Závislost tažné síly na tlaku můžeme odvodit pomocí vstupní práce plynu a výstupní práce svalu, jež jsou stejné, zanedbáme-li ztráty systému.

$$dW_{in} = dW_{out} \quad (2.4)$$

Vstupní práce plynu:

$$dW_{in} = \int_S (P_a - P_0) dl \cdot ds = PdV \quad (2.5)$$

P_a je absolutní tlak plynu [Pa], P_0 je tlak okolního plynu [Pa], P je relativní tlak [Pa], S celkový vnitřní povrch svalu [m^2], ds diferenciál plochy, dl posunutí vnitřního povrchu a dV změna objemu.

Výstupní práce svalu se spočítá z axiální tažné síly svalu D a axiálního posunutí dL :

$$dW_{out} = -F \cdot dL \quad (2.6)$$

Dosazením do (2.4) a úpravou dostaneme:

$$F = -P \frac{dV}{dL} \quad (2.7)$$

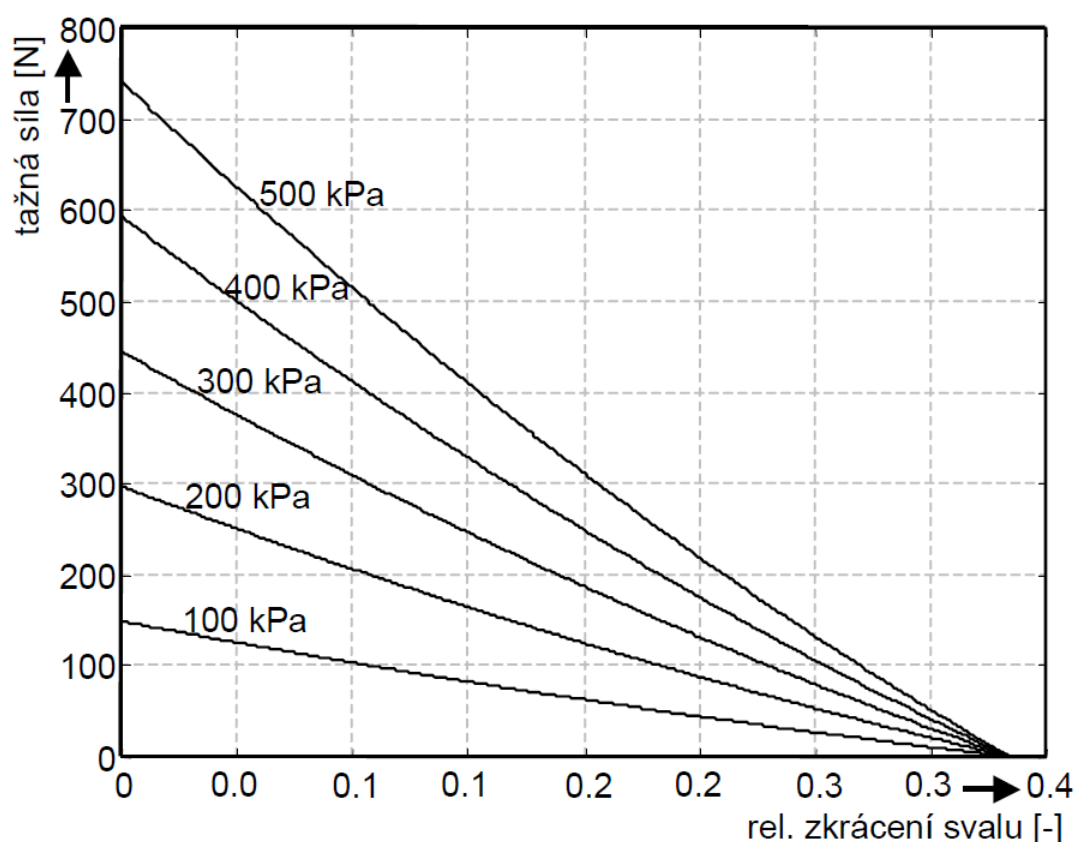
Dosazením (2.3) a poté (2.1) dostaneme sílu svalu F jako funkci relativního tlaku P a aktuální délky svalu L :

$$F = -P \frac{dV}{dL} = -P \frac{\frac{dV}{d\theta}}{\frac{dL}{d\theta}} = \frac{P \cdot b^2 \cdot (3\cos^2 \theta - 1)}{4 \cdot \pi \cdot n^2} = \frac{P \cdot (3L^2 - b^2)}{4 \cdot \pi \cdot n^2} \quad (2.8)$$

Maximální kontrakce svalu nastane při úhlu $\theta = 54,74^\circ$, kdy bude $F=0 \text{ N}$. Zavedeme-li pojem relativní zkrácení

$$\varepsilon = \frac{L_{max} - L}{L_{max}} \quad (2.9)$$

Po dosažení nám vyjde, že maximální zkrácení svalu je okolo 38%, viz **Obr. 2** (hodnoty použité v **Obr. 2**: $L_{max}=30\text{ cm}$, $b=32\text{ cm}$, $n=3$).



Obr. 2 Závislost síly na relativním zkrácení svalu [3]

Problém tohoto modelu je, že nepočítá s tloušťkou membrány, pružností membrány, pružností vláken, deformacemi, tření a dalšími faktory, kvůli kterým se tento model od reálné soustavy až o desítky procent.

2.2 Dynamický model pneumatického svalu

U pneumatických svalů McKibbenova typu se objevuje tření. Vyznačuje se hysterezi u charakteristik, zachycujících závislost změny délky na vnitřním tlaku svalu. Toto tření je velmi komplikované a jeho popsáním se zabývá velké množství studií, avšak dodnes nebylo uspokojivě popsáno. Jako hlavní složka tření bylo identifikováno vzájemné tření vláken opletení. Toto lze popsat jako dynamické suché tření a jde popsat tří parametrovým vztahem:

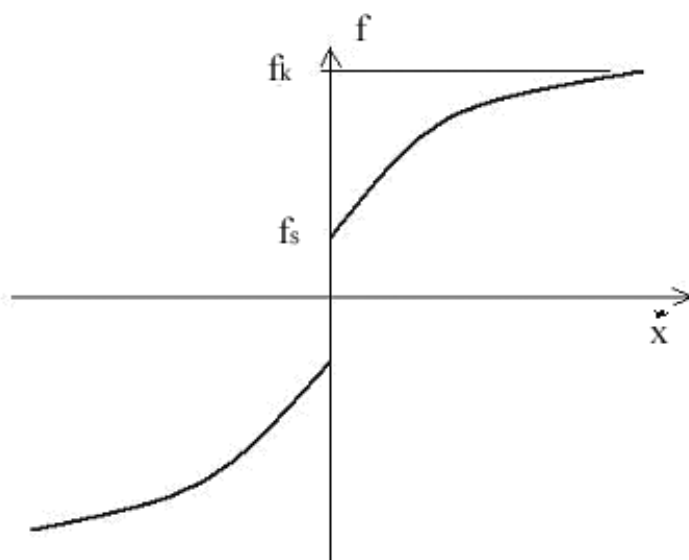
$$f = f_k + (f_s - f_k)e^{-\left(\frac{\dot{x}}{\dot{x}_s}\right)} \quad (2.10)$$

f celkové tření
 f_k koeficient statického suchého tření

f_s koeficient maximálního kinetického tření

\dot{x}_s rychlostní konstanta [ms^{-1}]

U pneumatického svalu je koeficient statického tření opletení menší než koeficient kinetického tření, což je rozdíl oproti pevným tělesům, viz **Obr. 3**.



Obr. 3 Závislost koeficientu tření na rychlosti kontrakce [3]

Potom můžeme doplnit výše odvozený statický model silového působení svalu o dynamické tření:

$$F_{dyn} = F - f \cdot S_{kont} \cdot P \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (2.11)$$

S_{kont} plocha kontaktu vláken opletení [m^2]

2.3 Termodynamický model pneumatického svalu

V pneumatických systémech dochází při napouštění či vypouštění k termodynamickým jevům, se kterými je třeba při tvorbě modelu počítat [3]. Proto zde bude odvozena základní termodynamická rovnice plynu při expanzi popř. kontrakci svalu.

Budeme předpokládat, že pracovní plyn je ideální, tlak a teplota uvnitř svalu je homogenní a že změny kinetické a potenciální energie plynu jsou zanedbatelné.

Stavová rovnice ideálního plynu:

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (2.12)$$

P absolutní tlak [Pa]

ρ měrná hustota plynu [kg/m^3]

R měrná plynová konstanta [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$]

Zákon zachování hmotnosti:

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{d}{dt}(\rho V) = \dot{\rho}V + \rho\dot{V} \quad (2.13)$$

\dot{m} hmotnostní tok [kgs^{-1}], in/out vstupující, vystupující ze systému

V objem [m^3]

1 Termodynamický zákon:

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} + kc_v(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out}) - \dot{W} = \dot{U} \quad (2.14)$$

$\dot{Q}_{in,out}$ přivedený/odvedený tepelný tok [Js^{-1}]

k Poissonova konstanta 1.33 [-]

c_v měrná tepelná kapacita při konstantním objemu [$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$]

$T_{in,out}$ teplota plynu vstupujícího/vystupujícího do/ze svalu [K]

\dot{W} výkon [W]

\dot{U} tok vnitřní energie [Js^{-1}]

Rychlost změny celkové vnitřní energie:

$$\dot{U} = \frac{d}{dt}(c_v m T) = \frac{1}{k-1} \frac{d}{dt}(PV) = \frac{1}{k-1}(V\dot{P} + P\dot{V}) \quad (2.15)$$

Uvažujeme-li, že plyn vstupující do svalu má stejnou teplotu jak plyn uvnitř svalu, tak dostaneme dosazením (2.15) do (2.14) a substituce $\dot{W} = P\dot{V}$:

$$\frac{k-1}{kP}(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}) + \frac{1}{\rho}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \dot{V} = \frac{V}{kP}\dot{P} \quad (2.16)$$

Předpokládejme nyní, že proces napouštění a vypouštění je adiabatický, tudíž platí $\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} = 0$. Můžeme tedy vyjádřit časovou změnu tlaku:

$$\dot{P} = k \frac{P}{\rho V}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{P}{V}\dot{V} = k \frac{RT}{V}(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{P}{V}\dot{V} \quad (2.17)$$

Dosazením objemu V pneumatického svalu

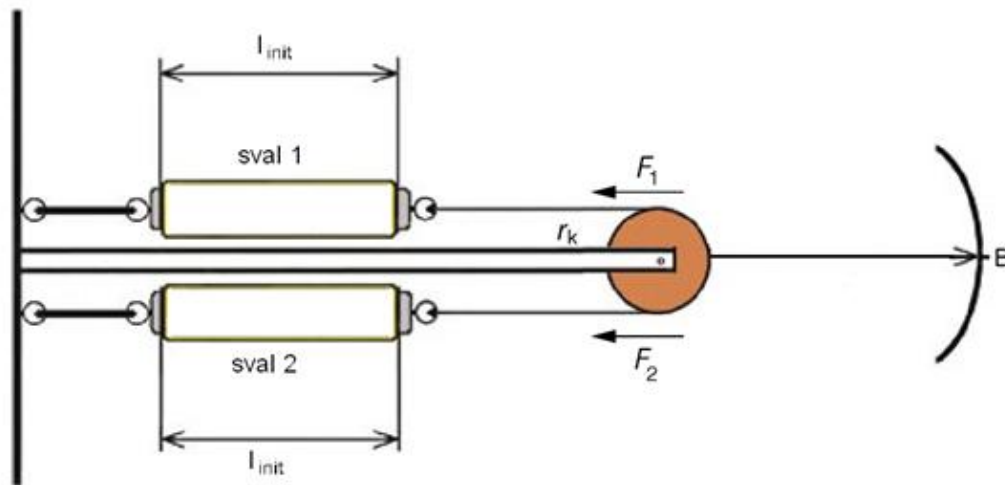
$$V = \frac{L(b^2 - L^2)}{4\pi n^2} \quad (2.18)$$

A jeho derivace podle času do rovnice (2.17) dostaneme výslednou časovou změnu tlaku pro pneumatický sval za předpokladu stejné vstupní a vnitřní teploty a adiabatického charakteru napouštění a vypouštění svalu:

$$\dot{P} = k \frac{4\pi n^2 RT}{L(b^2 - L^2)} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - k \frac{P(b^2 - 3L^2)}{L(b^2 - L^2)} \dot{L} \quad (2.19)$$

2.4 Antagonistické zapojení pneumatických svalů

Antagonistické zapojení pneumatických svalů se skládá ze dvou svalů spojených lankem působících proti sobě např. přes kladku. Toto zapojení kopíruje funkci biologických svalů. Výsledný pohyb je rozdílem silového působení svalů viz **Obr. 4**



Obr. 4 Antagonistické zapojení pneumatických svalů [4]

Když se jeden sval smršťuje, druhý se musí natahovat a tím se otáčí kladka. Výsledný úhel otočení kladky α [°] je pak závislý na délce smrštění a roztažení svalů a poloměru kladky. Při tom se předpokládá, že oba svaly jsou totožné. Pokud toto není splněno, tak se objevují výrazné chyby a kolísání úhlové rychlosti kladky.

$$\alpha = \frac{(\Delta l_1 + \Delta l_2) \cdot 360}{2\pi r} \quad (2.20)$$

Kde r je poloměr kladky [m], Δl_1 a Δl_2 je kontrakce/natažení jednotlivých svalů $l = l_{celk} - l_{init}$ [m], l_{celk} je aktuální délka svalů [m], l_{init} počáteční délka svalů [m].

Počáteční délku svalů l_{init} je třeba volit podle očekávání od systému. Největší silové působení je ze začátku smršťování svalů, ale to by omezilo pohyblivost kladky v důsledku malé možné délky natáhnutí svalů působícího proti pohybu, jelikož nemůžeme překročit maximální délku natažení svalů l_{max} [m]. Z tohoto vyplývá, že minimální délka svalů, tedy svalů v plné kontrakci, je určena rozdílem počáteční délky a délky maximálně nataženého svalů: $l_{min} = l_{init} - (l_{max} - l_{init})$ [m].

Ze zapojení vyplývá, že výsledná síla jednotlivých svalů bude vycházet z rovnice (2.11) a síly druhého svalu, tedy:

$$F_{sv} = F - f \operatorname{sign}(\dot{x}) S_{kont} P - F_{sv2} \quad (2.21)$$

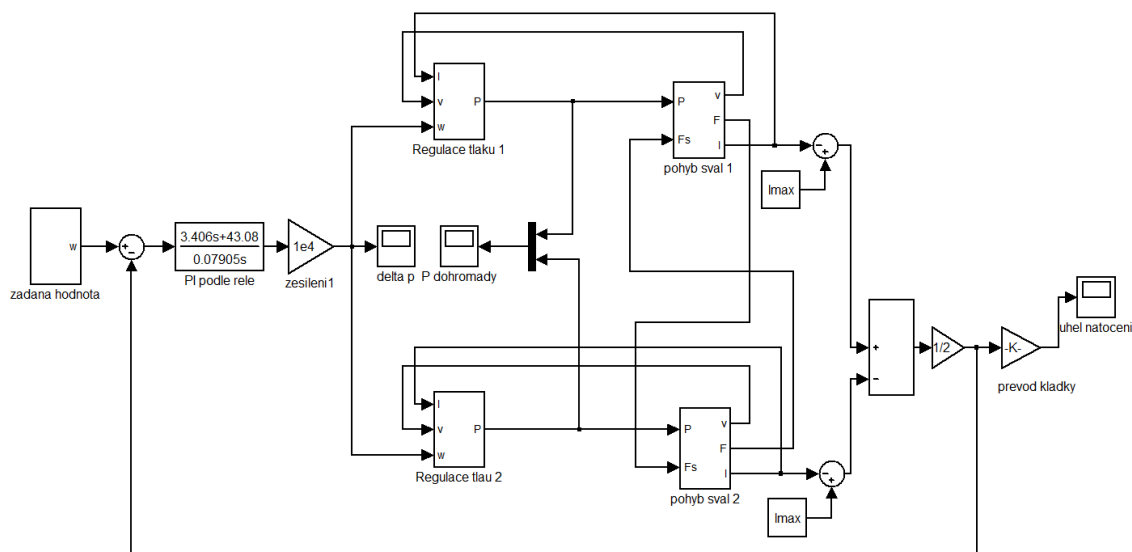
3 ŘÍZENÍ PNEUMATICKÉHO SVALU

V předchozí kapitole jsme uvedli základní matematické vztahy pro realizaci modelu pneumického svalu. Nyní se budeme zabývat modelem a řízením.

Bylo zvoleno řízení v uzavřené smyčce s regulátorem tlaku pro každý sval a jedním regulátorem, který určuje rozdíl tlaku v jednotlivých svalech [4]. Byla zvolena střední hodnota mezi minimálním a maximálním tlakem, která je určena jako počáteční tlak P_{init} . Zvolena byla hodnota $P_0 + ((P_0 - P)/2)$, kde P_0 je přibližný tlak okolí 100hPa a P je hodnota 400hPa, volená jako maximální dosažitelný tlak. Střední hodnota je tedy 2.5hPa. Rozdíl tlaku z regulátoru se k této hodnotě u jednoho svalu přičítá a u druhého odčítá.

3.1 Model antagonistického zapojení

Model (viz **Obr. 5**) byl realizován v programu Matlab R2011b. Pro jeho relativní složitost zde budou podrobněji popsány jednotlivé části.

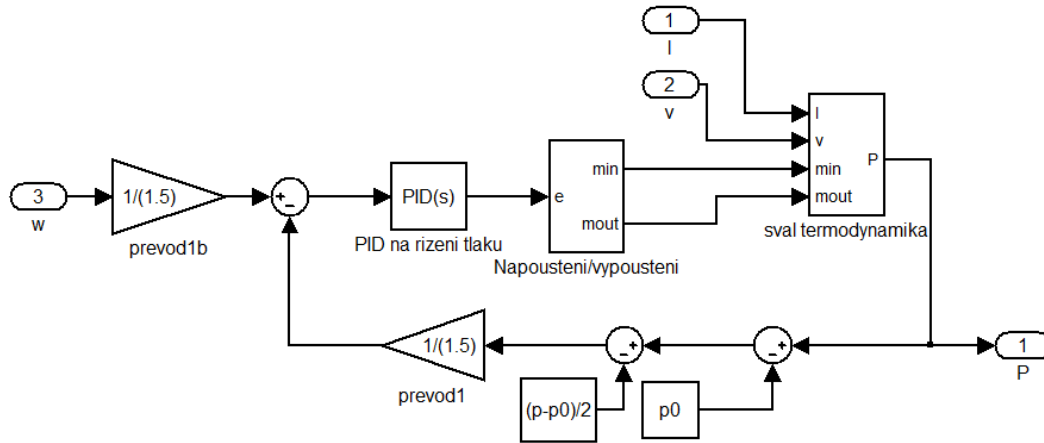


Obr. 5 Model pneumických svalů v antagonistickém zapojení

3.1.1 Subsystem Žádaná hodnota

Subsystem „žádaná hodnota“ pouze určuje požadovaný úhel natočení kladky ve dvou módech – skokově a lineárně. Mezi nimi jde přepínat manuální přepínačem uvnitř subsystému. Výstupem je žádaná hodnota.

3.1.2 Subsystem Regulace tlaku



Obr. 6 Subsystem Regulace tlaku

Subsystem „regulace tlaku“ obsahuje subsystem „sval“ a subsystem „napouštění/vypouštění“, dále obsahuje PID regulátor tlaku. Výstupem z tohoto subsystému je tlak vstupující do subsystému „pohyb sval“.

Regulátor tlaku

PID regulátor v uzavřené smyčce se stará o regulaci tlaku ve sval. Tento PID regulátor bylo velice obtížné navrhnout standardními metodami, jelikož se napouštění a vypouštění svalů chová velice nelineárně. Nakonec byl navrhnout pomocí toolboxu SISOTOOL ve tvaru:

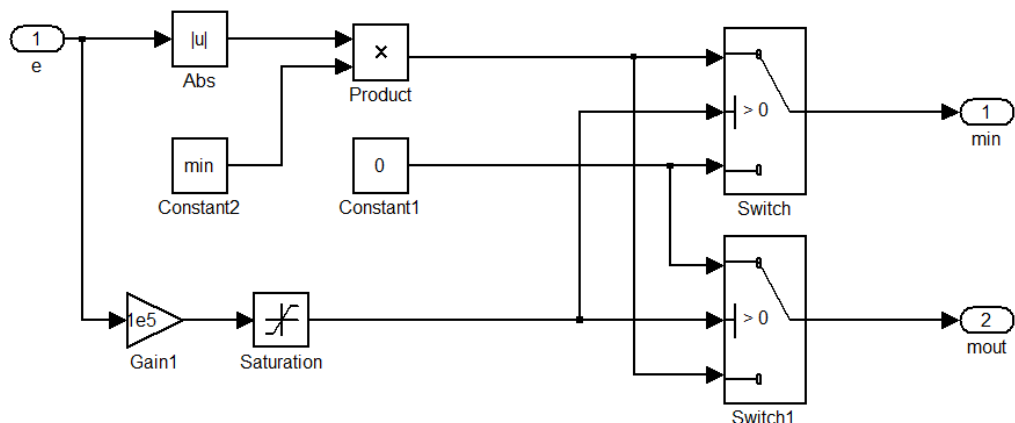
$$F_r = P + I \frac{1}{p} + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{p}} \quad (3.1)$$

S koeficienty $P = 5.3860e-6$, $I = 7.0953e-7$, $D = -6.8170e-8$ a $N = 15.0299$.

Převod 1 a 1b zajišťují pohyb hodnoty tlaku jednotlivých svalů okolo P_{init} .

3.1.2.1 Subsystem Napouštění/vypouštění

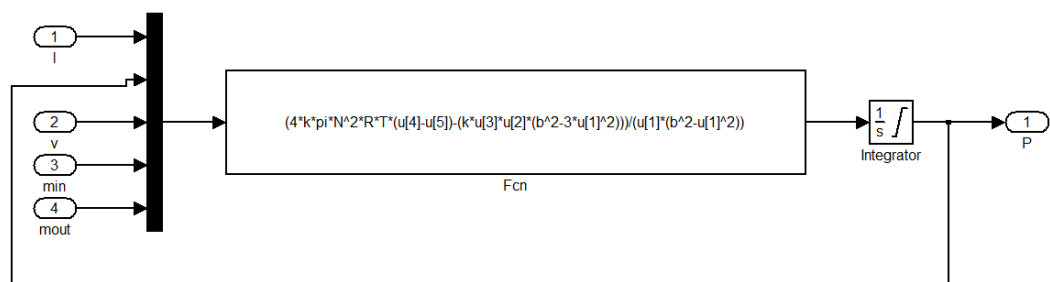
Subsystem „napouštění/vypouštění“ realizuje simulaci ventilu, který napouští sval hmotnostním tokem m . Vstupem je akční zásah z regulátoru tlaku a výstupem hmotnostní tok m [kg s^{-1}]. Dokáže vyhodnotit, jestli chceme sval napouštět nebo vypouštět a podle toho logickou funkcí přepne switche, čímž docílí napouštění ($\dot{m}_{in} = \text{hodnota}$, $\dot{m}_{out} = 0$) či vypouštění ($\dot{m}_{in} = 0$, $\dot{m}_{out} = \text{hodnota}$), viz **Obr. 7**. Hodnota vystupujícího hmotnostního toku se počítá jako absolutní hodnota akčního zásahu regulátoru (nikdy nepřesahující 1) násobená maximální hodnotou hmotnostního toku, konstantou $\text{min} = 0.005 \text{ kg s}^{-1}$.



Obr. 7 Subsystem Napouštění/Vypouštění

3.1.2.2 Subsystem Sval termodynamika

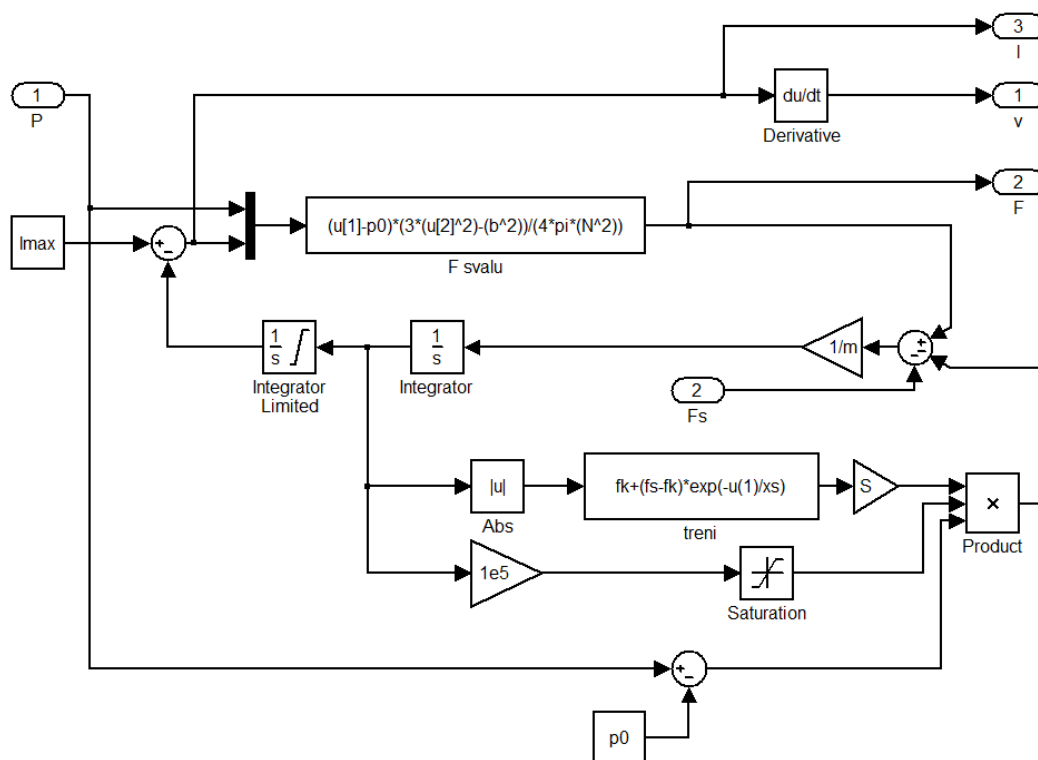
Vstupem do tohoto systému jsou hmotnostní toky \dot{m}_{in} a \dot{m}_{out} [kgs⁻¹], rychlost kontrakce svalů v [ms⁻¹] a délka svalů l [m]. Výstupem je tlak svalů P [Pa] počítaný podle rovnice (2.19).



Obr. 8 Subsystem Sval termodynamika

Integrátor je zdola omezen hodnotou P_0 . Jelikož tlak ve svalů nikdy neklesne pod tlak okolí, jeho počáteční hodnota je nastavená na P_{init} . Teplota T byla zvolena 293.15K.

3.1.3 Subsystem Pohyb sval



Obr. 9 Subsystem Pohyb sval

Tento subsystem obsahuje pohybovou rovnici svalů:

$$ma = F_{svalu} - F_{tření} - F_{svalu2} \Rightarrow a = \frac{F_{svalu} - F_{tření} - F_{svalu2}}{m} \quad (3.2)$$

Síla svalu F_{svalu} je počítána podle rovnice (2.8) a $F_{\text{tření}}$ podle rovnice (2.11). Výstupem je síla svalu, která se dále objevuje u druhého svalu jako F_{svalu2} . Dalšími výstupy jsou rychlost kontrakce svalu v [ms^{-1}] a aktuální délka svalu $l = l_{\text{max}} - \iint a$ [m], přičemž l_{max} [m] je maximální možné prodloužení svalu. Integrátor je shora omezený hodnotou l_{max} a jeho počáteční hodnota je nastavena jako $l_{\text{max}} - l_{\text{init}}$ zvolená 3.5cm.

Konstanty pro výpočet třecí síly jsou voleny tak, aby se sval choval přibližně očekávaným způsobem (hlavně podle [1]) $f_k=0.105$, $f_s=0.015$, $\dot{x}_s=0.15\text{ms}^{-1}$, $S=0.000001\text{m}^2$.

Hodnoty pro sval byly zvoleny: $l_{\max}=31\text{cm}$, $b=40\text{cm}$, $n=3.3$.

3.1.4 Zpracování výstupů svalů

Ze subsystémů „Pohyb sval“ vystupují aktuální délky obou svalů l , ze kterých zjistíme posunutí Δl [m]. To poté zpětnou vazbou posíláme směrem k regulátoru a

převodem podle rovnice (2.20) interpretujeme na úhel α [°] otočení kladky. Poloměr kladky r je volen tak, aby se rameno pohybovalo při předpokládané maximální výchylce 7 cm o 90° na každou stranu. Poloměr r byl vypočítán jako $r=2.23\text{cm}$.

3.2 Návrh regulátoru rozdílu tlaku

Do regulátoru vstupuje rozdíl žádané hodnoty Δl a skutečné hodnoty Δl a výstupem je rozdíl tlaku ΔP pro jednotlivé svaly.

Návrh regulátoru proběhl metodou Ziegler-Nichols. Systém byl přiveden na mez stability a poté byla změřena amplituda a perioda kmitů. Z amplitudy kmitů bylo určeno kritické zesílení $K_{\text{rkrit}}=95.7395$ a perioda kmitů $T_k=0.093\text{s}$. Poté byl určen přenos regulátoru F_r podle

$$F_r(p) = K_r \left(1 + \frac{1}{T_i p} + T_d p \right) \quad (3.3)$$

Regulátor	Kr	Ti	Td
P	0,5 Krkrit	-	-
PI	0,45 Krkrit	0,85 Tk	-
PD	(0,4 krkrit) – a doladíme	-	0,12 Tk
PID	0,6 Krkrit	0,5 Tk	0,12 Tk

Tabulka 1 Hodnoty pro nastavování regulátorů metodou Ziegler-Nichols

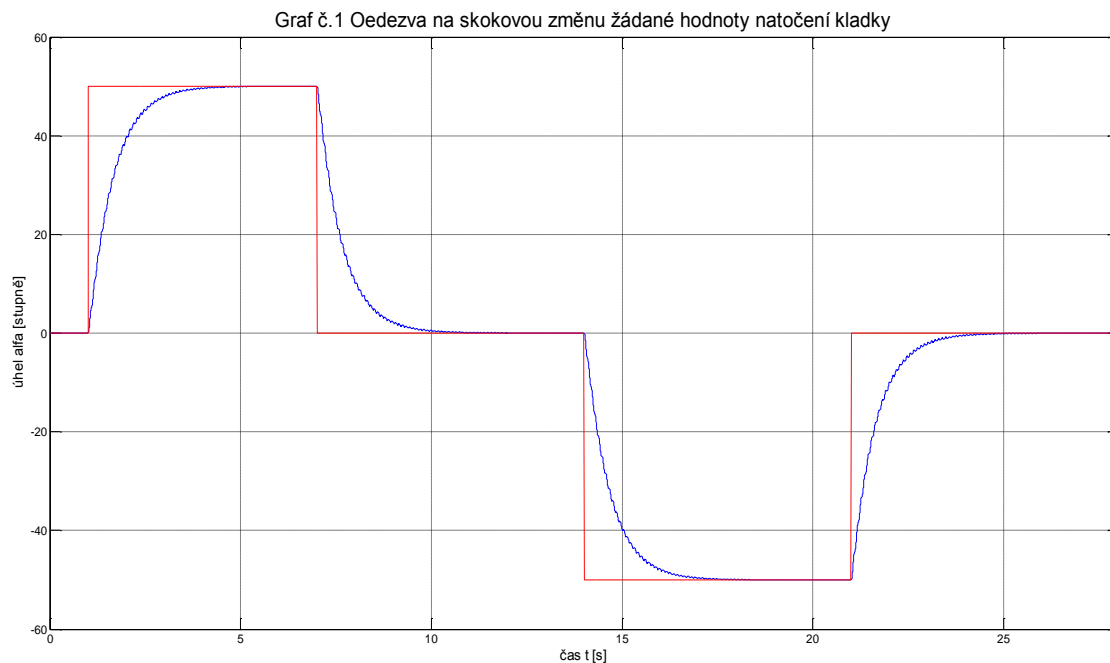
Pro regulátor byl zvolen PI regulátor, protože P ani PID regulátory nedávaly uspokojivé výsledky. Výsledný přenos regulátoru je ve tvaru:

$$F_r(p) = \frac{3.406p + 43.08}{0.07905p}$$

3.2.1 Odezvy systému s regulátorem

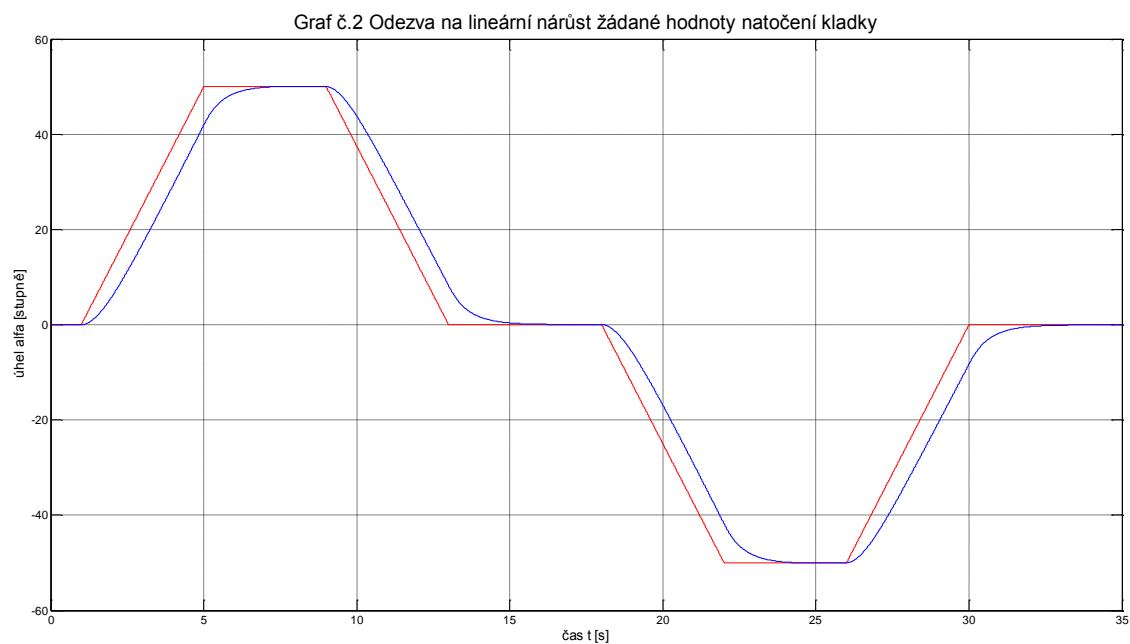
Odezvy systému pro výše navržený regulátor.

Odezva na skok žadané hodnoty (červená – žadaná hodnota, modrá – odezva modelu):



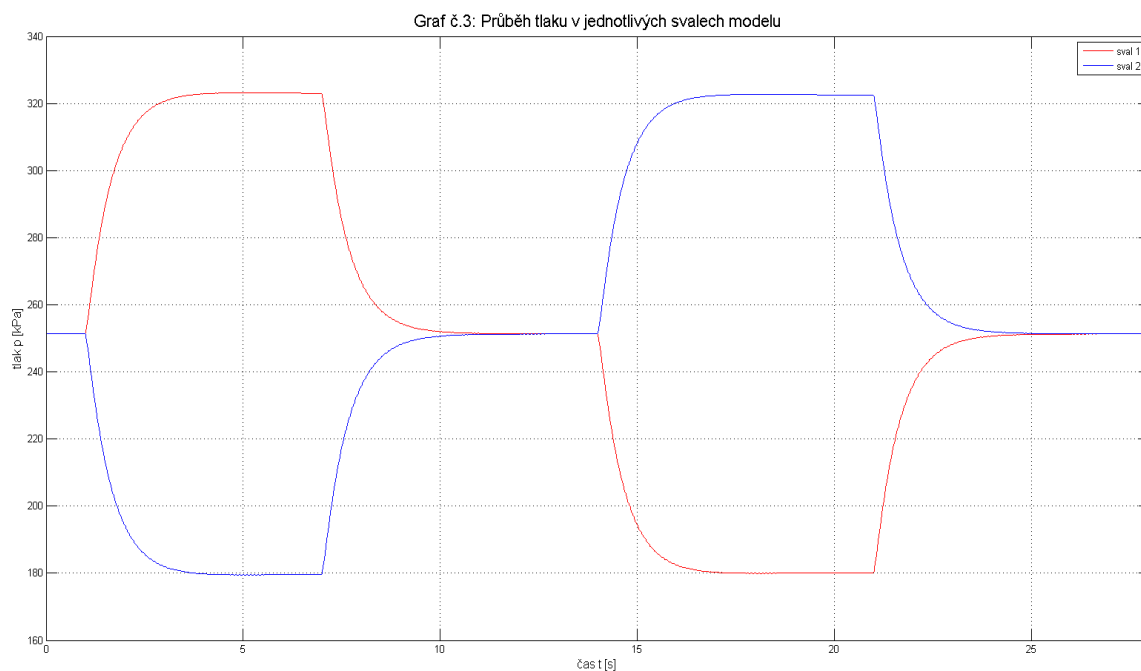
Obr. 10 Graf odezvy na skokovou změnu žadané hodnoty natočení kladky

Odezva na lineární nárůst žadané hodnoty (červená – žadaná hodnota, modrá – odezva modelu):



Obr. 11 Graf odezvy na lineární nárůst žadané hodnoty natočení kladky

Z **Obr. 10** jde vidět, že při skoku žádané hodnoty se v odezvě objevují mírné rázy. Tyto rázy jsou nejspíše způsobené špatnou volbou konstant pro tvorbu modelu, což se dá odstranit studiem reálné soustavy. Při lineárním nárůstu žádané hodnoty se rázy neobjevují za cenu mírného zpomalení systému (viz **Obr. 11**).



Obr. 12 Graf průběhů tlaků v jednotlivých svalech modelu

Z **Obr. 12** jde vidět, že se model při výchozím natočení $\alpha=0^\circ$ vrací na původní úroveň P_{init} .

4 ŘÍZENÍ REÁLNÉ SOUSTAVY

Pro potřeby této práce byla sestavena soustava z dostupných komponent VUT Brno. Některé komponenty byly použité i autory prací [3], [4].

4.1 Popis soustavy

Soustava je tvořena počítačem, který obsahuje ovládací kartu MF614 od firmy Humusoft, programem MATLAB R14 s prostředím SIMULINK 6.0 opatřeným REAL-TIME toolboxem.

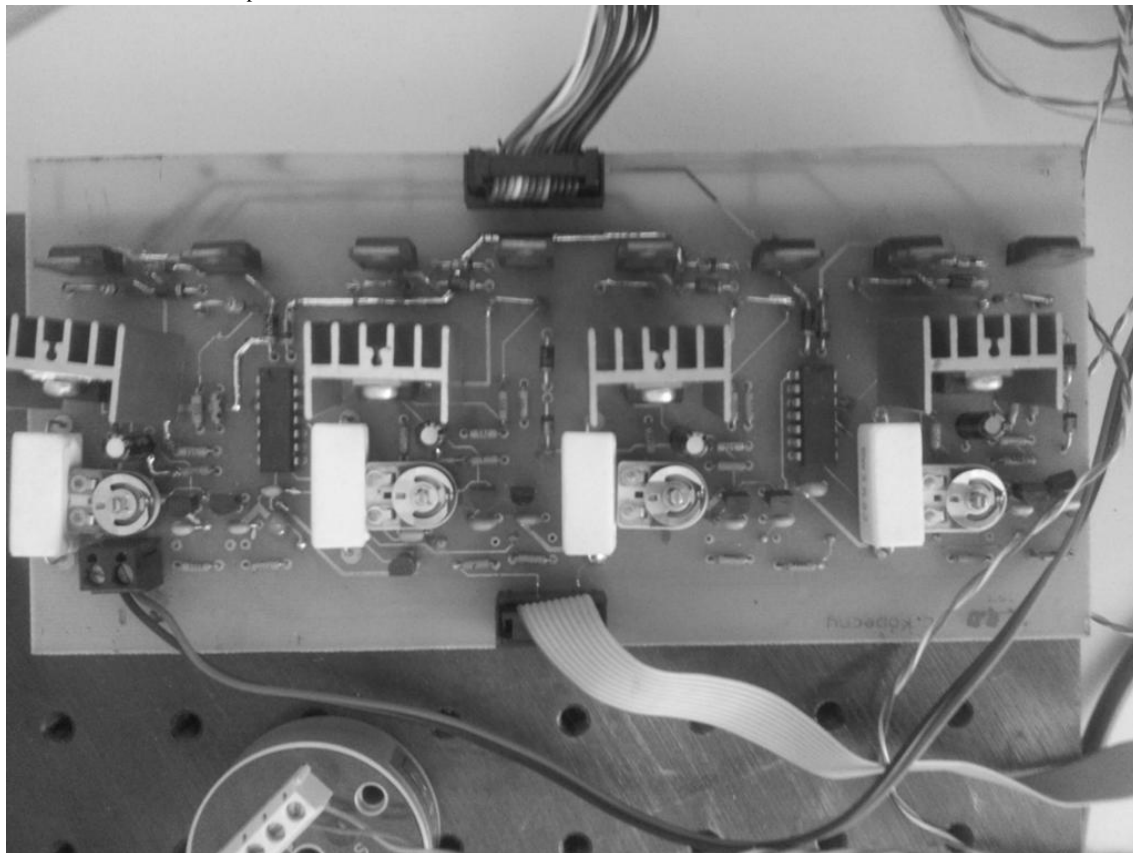


Obr. 13 Zapojená soustava s pracovní stanicí

Karta MF 614 je použita pro zajištění komunikace mezi čidly soustavy a programem MATLAB, dále je použita pro ovládání elektronického budiče rychlého solenoidního ventilu (viz. níže). Technické specifikace karty jsou uvedeny v [5].

Byl použit rychlý solenoidní ventil MATRIX 754, který byl doplněn o ovládací modul navržený autorem [3]. Navržený elektronický budič zlepšuje řízení ventilu tím, že zkracuje interval otevření/uzavření až pod $600\mu\text{s}$, což je třikrát méně, než elektronický budič přímo od výrobce. Pro rychlejší otevření ventilu budič generuje přesné proudové pulsy a pro rychlejší uzavření odčerpává magnetickou energii cívky ventilu. Ventily pracují v režimu pulzně-šířkové modulace a byla zvolena frekvence

$f_{\text{PWN}}=100\text{Hz}$. O napájení budiče se staral laboratorní zdroj DIAMETRAL V130R50D, napájecí napětí $U_{\text{nap}}=24\text{V}$.



Obr. 14 Elektronický budič solenoidního ventilu MATRIX

Pneumatické svaly jsou tvořené cyklistickou duší, opletené speciálním nylonovým opletením s hliníkovými koncovkami. Jedna koncovka slouží k uchycení ocelového lanka, druhá koncovka má navrtaný otvor sloužící k osazení spojky pneumatického potrubí. Nezapojený sval má délku $l_0=25,4\text{cm}$ a tloušťku $d_0=1,2\text{cm}$. Maximální délka svalu $l_{\text{max}}=27\text{cm}$, minimální délka svalu $l_{\text{min}}=21\text{cm}$ při průměru $d_{\text{min}}=2\text{cm}$.

Každý sval byl opatřen vlastním snímačem tlaku MOTOROLA MPX 5700 D spojených s kartou MF 614. Snímače pracují na principu polovodičové membrány s integrovanými tenzometry, měří tedy diferenciální tlak. Jejich výstupem je napěťový signál 0-5V odpovídající rozdílu tlaku 0-700kPa (viz. [6]).

Pneumatické svaly jsou uloženy v rámu z hliníku, který je navržený tak, aby se do něj vešly dva pneumatické svaly vedle sebe a oba mohly dosáhnout maximální délky. Součástí rámu je i kladka, kolem které je obtočeno a zajištěno šroubem ocelové lanko, spojující oba pneumatické svaly. Poloměr kladky $r_k=10\text{mm}$. Ke kladce byl připojen odporový snímač natočení, který sloužil jako dělič napětí snímaného kartou MF 614.



Obr. 15 Rám s osazenými pneumatickými svaly

O přívod vzduchu se stará centrální rozvod stlačeného vzduchu v budově FEKT VUT, který je kontrolován redukčním ventilem SMC EAW 3000-F03. Do ventilu proudil vzduch s tlakem $p_{\max}=300\text{kPa}$.

Vzduch proudil plastovým přívodním potrubím, jehož ztráty byly velmi malé a jsou v této práci zanedbány.

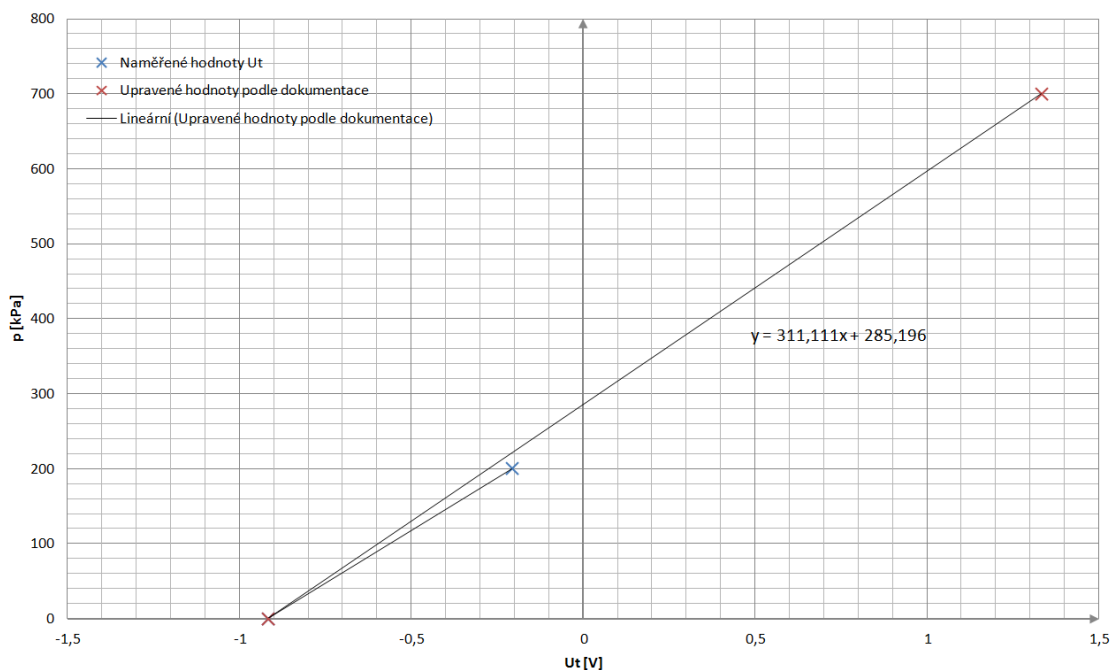
4.2 Převody snímačů

V soustavě se vyskytovaly dva druhy snímačů. Výstup z karty MF 614 bylo číslo, reprezentující napětí. Toto dále muselo být převedeno z důvodů přehlednosti na známé jednotky. Všechny převody jsou používány v modelu.

4.2.1 Čidla tlaku

U použitého čidla MOTOROLA MPX 5700D bylo potřeba změřit začátek a strmost charakteristiky a poté podle technické dokumentace [6] upravit převod. Byl změřen tlak okolí, poté ventilem SMC nastaven tlak okolo 300kPa a opět změřeno. Srovnáním s [6] byl převod určen:

Graf č. 1: Charakteristika senzoru tlaku



Obr. 16 Graf charakteristiky snímače tlaku

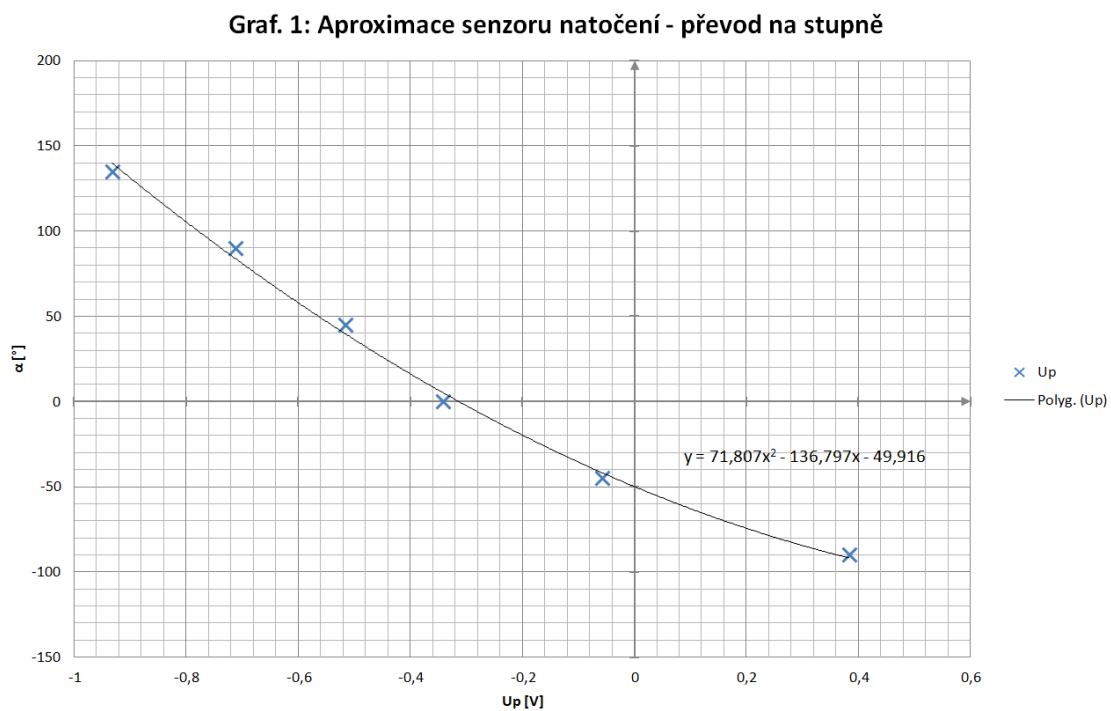
$$p = 311.111U_t + 285.196 \quad (4.1)$$

$$U_t = 0.0032p - 0.9167 \quad (4.2)$$

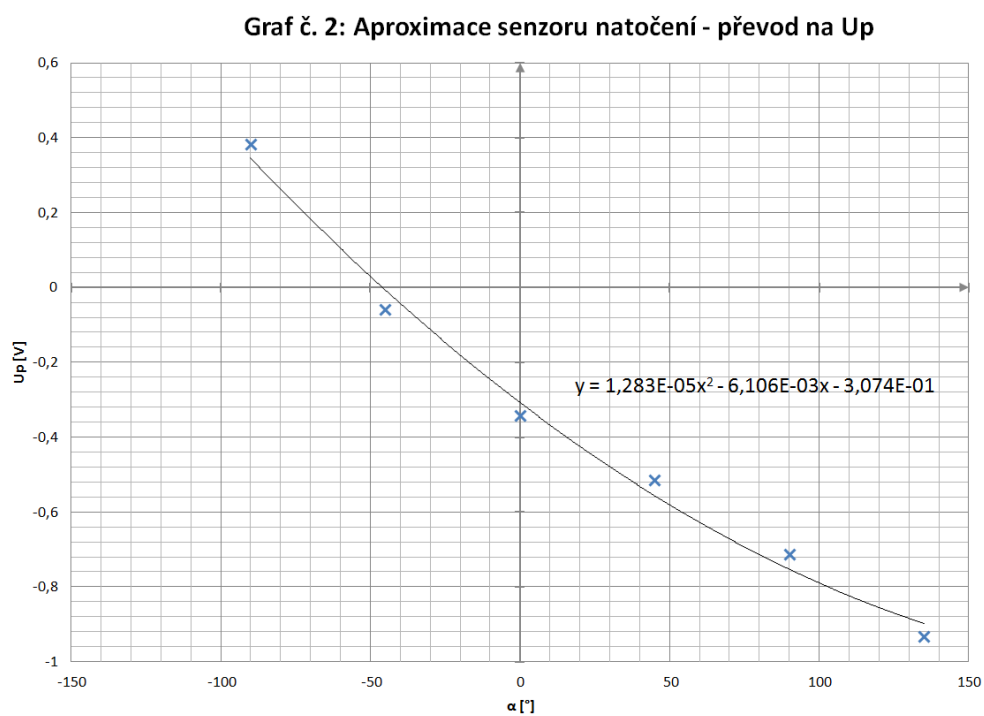
p rozdíl tlaku [kPa]
 U_t signál ze snímače na A/D převodníku [V]

4.2.2 Čidlo natočení

Pro toto čidlo se bohužel nepodařila najít technická dokumentace, proto byla jeho charakteristika aproximována z měření. Z měření vyšlo najevo, že snímač není lineární, ani logaritmický, proto bylo použito polynomické aproximace druhého řádu. K aproximaci byl použit program Excel.



Obr. 17 Graf aproximace senzoru natočení – převod na stupně



Obr. 18 Graf aproximace senzoru natočení - převod na signál U_p

$$\alpha = 71.807U_p^2 - 136.797U_p - 49.916 \quad (4.3)$$

$$U_p = 1.283 * 10^{-5} \alpha^2 - 6.106 * 10^{-3} \alpha - 0.374 \quad (4.4)$$

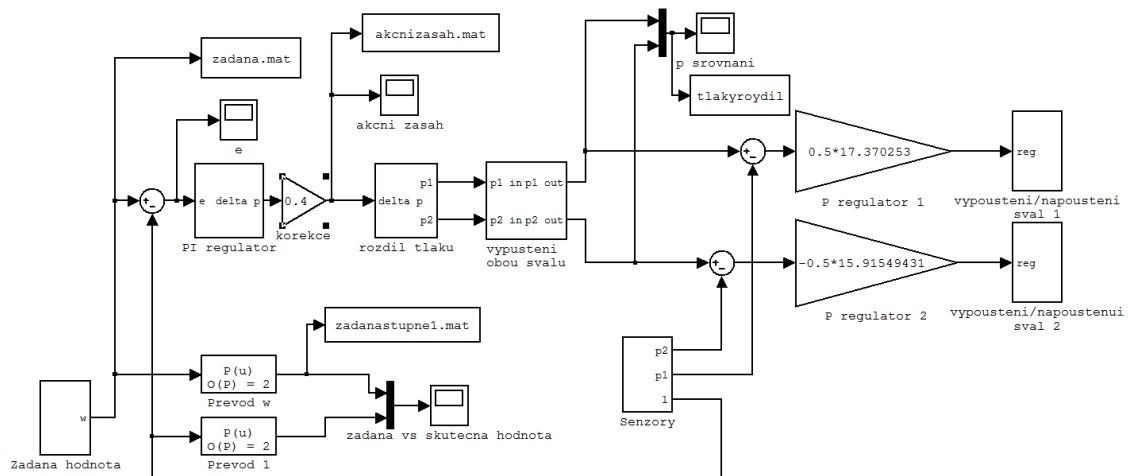
α natočení [°]

U_p signál ze snímače na A/D převodníku [V]

Odchyłka takto převedených hodnot nepřesahuje 8%. Vzhledem k polohovému řízení se tato odchyłka projevuje i na výsledných odezvách, je-li požadovaná hodnota zadávána ve stupních.

4.3 Schéma řízení svalů a sběru dat

Vše bylo realizováno pomocí real-time toolboxu v programu MATLAB.



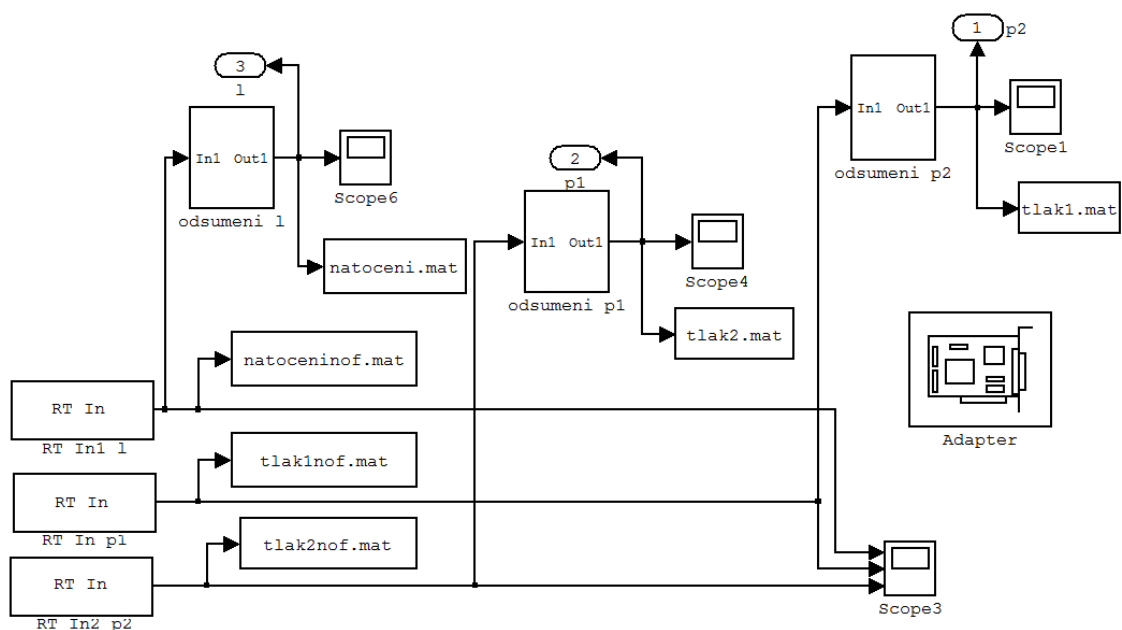
Obr. 19 Celkový pohled na schéma řízení svalů a sběru dat

Schéma se skládá z vícero subsystémů, které budou představeny v dalších podkapitolách.

Řízení svalů bylo, po vzoru výše uvedeného modelu, realizováno pomocí regulátoru natočení, jehož výstupem je rozdíl tlaků v obou svaích. Poté je zde subsystém, který zajišťuje, aby rozdíl tlaku byl počítán od zvolené hodnoty. Dále už jsou jen regulátory tlaku pro jednotlivé svaly.

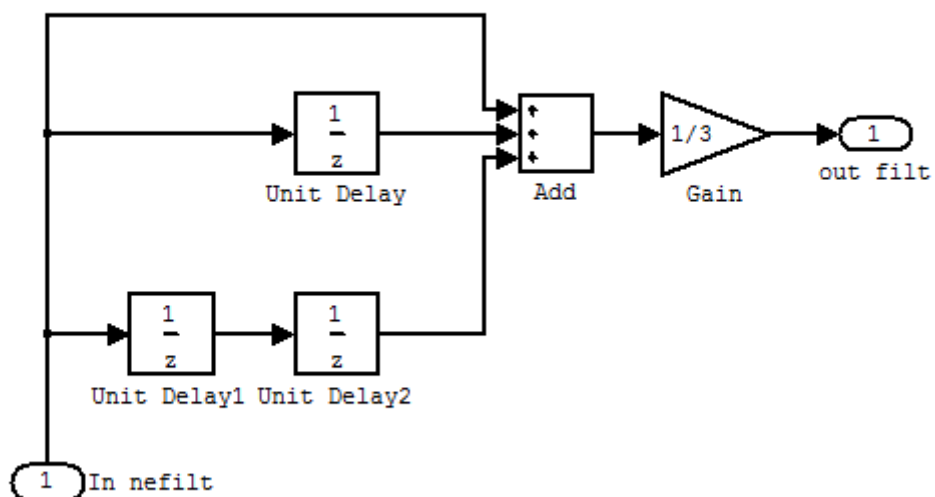
4.3.1 Subsystém Senzory

Tento subsystém se stará o sběr dat ze senzorů v reálné soustavě, jejich úpravu a rozvádí je dále do systému.



Obr. 20 Subsystem Senzory

Bloky RT In souží jako vstupy do karty MF 614. Jednotlivé vstupy jsou přiváděny do subsystemu odšumění, kde jsou jednoduchou průměrovou metodou částečně zbaveny šumu.

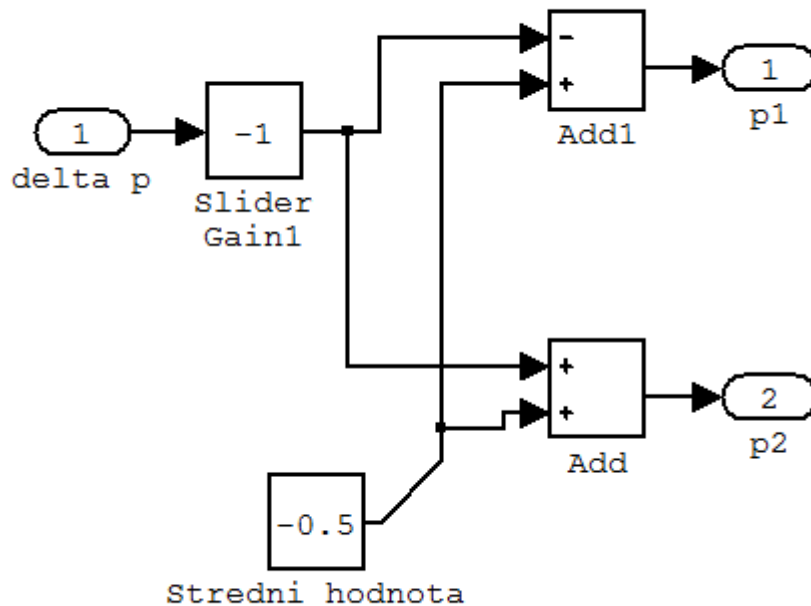


Obr. 21 Subsystem odšumění

Zde jde vidět, že odšumění probíhá zprůměrováním tří hodnot.

4.3.2 Subsystem Rozdíl tlaku

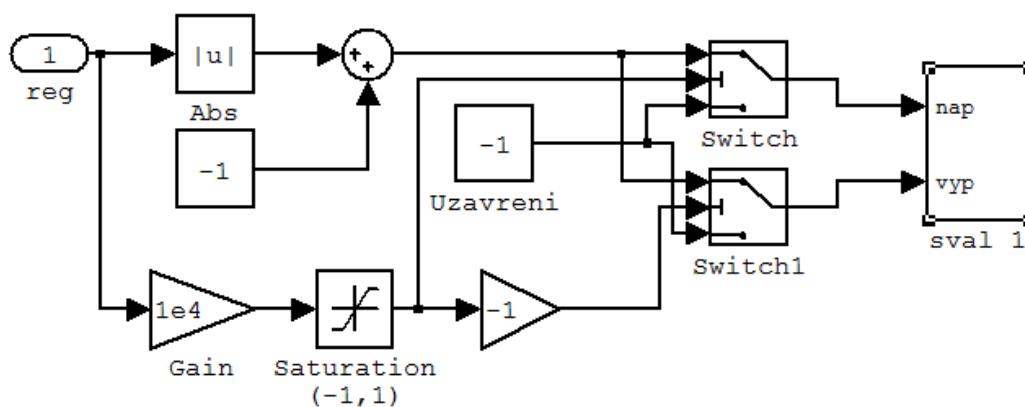
Tento subsystem se stará o zajištění pevné hodnoty tlaku, od které se počítá Δp vycházející z regulátoru. Při volbě této hodnoty se vycházelo z předchozích zkušeností s tvorbou modelu. Byla zvolena jako polovina hodnoty maximálního tlaku. V tomto případě mezi tlakem okolí a 300kPa, což zhruba odpovídá signálu ze senzoru $U_t = (-0.9, -0.3)$. Proto zvolená hodnota $U_{t_{init}} = -0.5V$.



Obr. 22 Subsystem Rozdíl tlaku

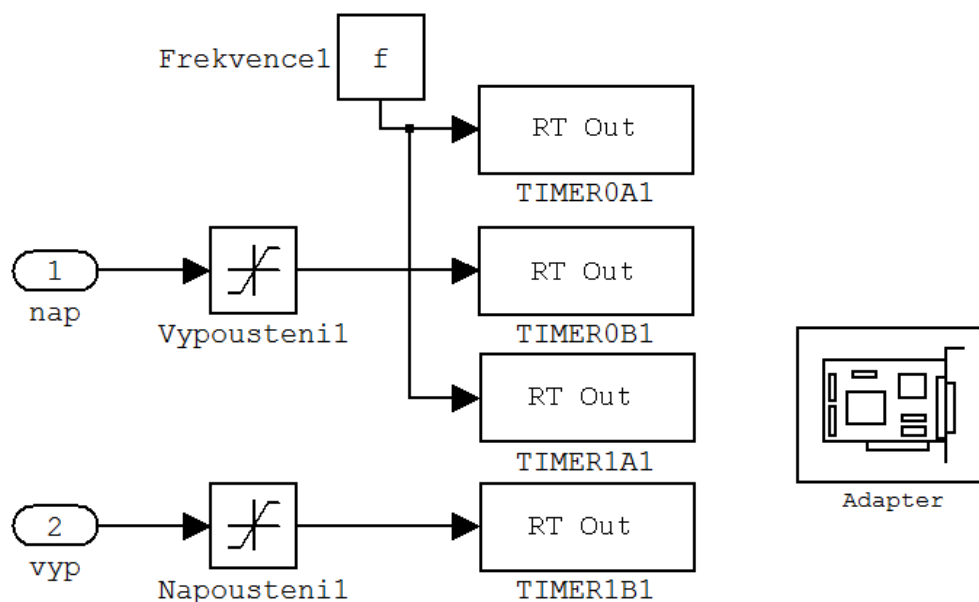
4.3.3 Subsystem Vypouštění/napouštění svalu

Do subsystemu vstupuje akční zásah regulátoru tlaku, ten se poté převádí do požadovaného formátu pro budič ventilu. Signál o hodnotě -1 odpovídá plně zavřenému ventilu, 1 odpovídá plně otevřenému ventilu. Každý sval je napojen na jeden přívod a vypouštěcí ventil. Switche se starají, aby při napouštění byl vypouštěcí ventil vždy uzavřen a naopak při vypouštění by napouštěcí ventil vždy uzavřen.



Obr. 23 Subsystém Vypouštění/napouštění sval

Subsystém obsahuje i systém starající se o posílání signálu do budiče.

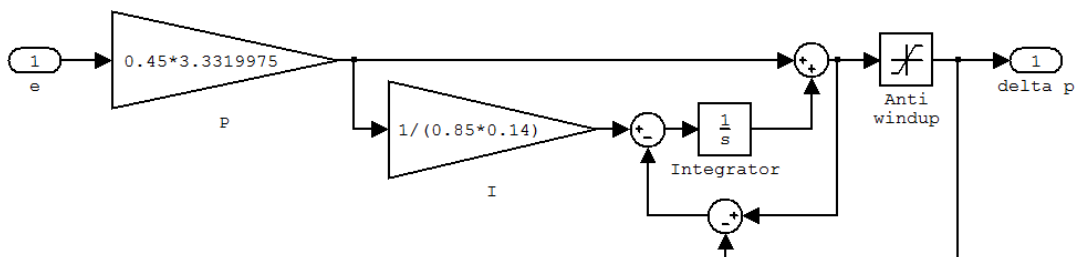


Obr. 24 Subsystém Sval

Frekvence $f_{\text{PWN}}=100\text{Hz}$, saturace se starají, aby signály byly v hranicích.

4.3.4 Subsystém PI regulátor

V tomto subsystému je realizován PI regulátor, ovládající celou soustavu. Regulátor je realizován podle rovnice (3.3). Byl přidán anti wind-up, který zajišťuje, aby se integrátor nepřesýtl, čímž zrychluje regulaci. Hodnota regulátoru je v další kapitole rovnice (4.7).



Obr. 25 Subsystem PI regulátor

4.3.5 Subsystem Vypouštění

Tento subsystem je pouze pomocný a slouží k vypouštění obou svalů naráz, když je potřeba ukončit práci na soustavě nebo nastavit výchozí podmínky systému.

4.4 Nastavení parametrů regulátorů

V této podkapitole se budeme věnovat problému nastavení parametrů regulátorů pro reálnou soustavu.

4.4.1 Návrh regulátoru tlaku

Při návrhu regulátoru tlaku se stejně jako u modelu projevila značná nelineárnost systému. Pro každý sval bylo určeno pomocí relé bez hystereze kritické zesílení a perioda kmitů. Dále se postupovalo podle tabulky 1. Ukázalo se, že PI a PID regulátory nejsou vhodným řešením pro regulaci tlaku. Proto byl zvolen P regulátor. Také se ukázalo, že oba svaly nejsou totožné.

Kritická zesílení pro jednotlivé svaly:

$$K_{r\text{ sval1}}=17.3703$$

$$K_{r\text{ sval2}}=15.9155$$

Regulátory podle (3.3) jsou:

$$F_{r\text{ sval1}} = 0.5 * 17,3703 \quad (4.5)$$

$$F_{r\ sva11} = 0.5 * 15,9155 \quad (4.6)$$

P regulátor v tomto případě je přiměřeně rychlý pro potřeby systému a ustálená odchylka nepřekračuje 5%. V tomto případě nemá odchylka na požadované řízení svalů vliv, jelikož zvolený regulátor natočení (viz. další podkapitola) pracuje s natočením ramene, nikoliv s tlakem ve svalech.

4.4.2 Návrh regulátoru natočení

Do regulátoru vstupuje signál z čidla natočení a výstupem je rozdíl tlaku mezi oběma svaly. Při jeho realizaci bylo vycházeno ze zkušeností při tvorbě modelu. Opět byla zvolena metoda Ziegler-Nichols. Kritické zesílení a perioda kmitů byla určena přivedením systému na mez stability. Stejně jako u modelu se ukázalo, že P regulátor má velkou odchylku a PID regulátor byl stabilní až při velkém zpomalení, proto byl zvolen regulátor PI.

Parametry systému:

$$K_{krit}=3.332$$

$$T_{krit}=0.14\text{ s}$$

Regulátor podle (3.3):

$$F_r(p) = \frac{0.1784p + 1.499}{0.119p} \quad (4.7)$$

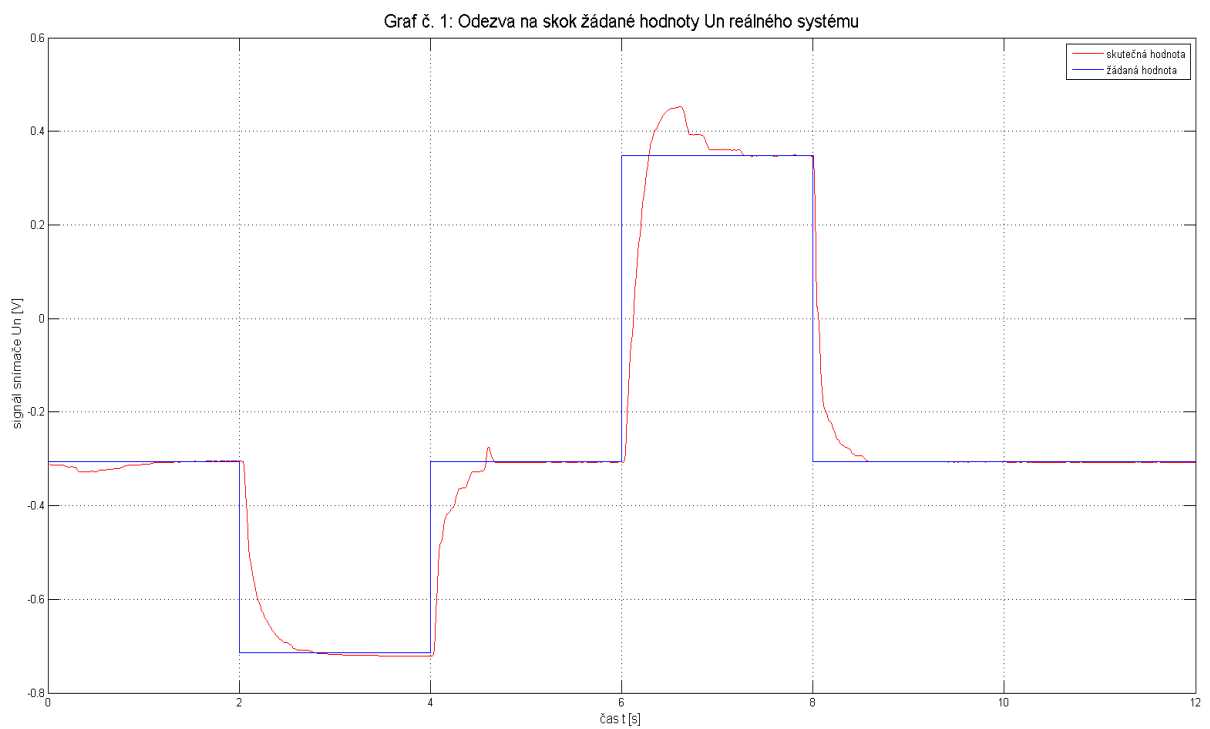
Díky nelinearitě a absenci výraznějšího tlumení byla i při použití PI regulátoru odezva značně rozkmitaná, proto bylo přistoupeno ke korekci. Korekce zpomalila systém, avšak odezvy byly pouze s jedním výrazným překmitem.

Korekce byla realizována zesílením a její hodnota byla určena experimentálně.

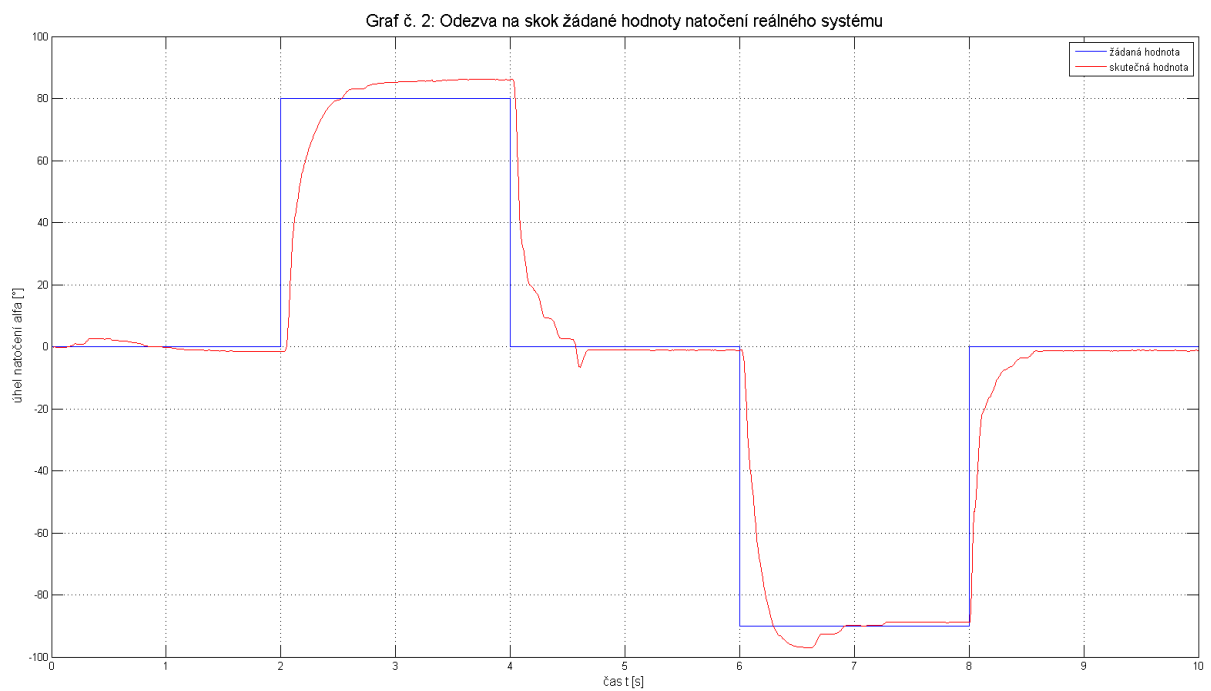
$$K_{kor}=0.4$$

4.4.3 Odezvy reálného systému

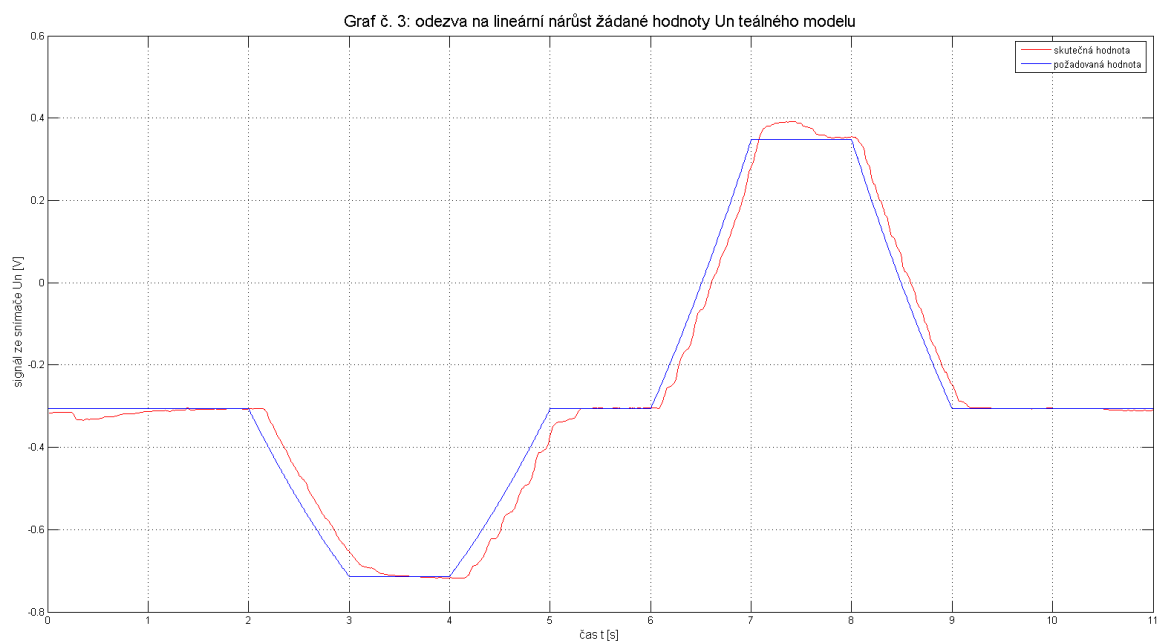
Činnost systému bude předvedena na dvou případech. V prvním případě bude žádaná hodnota zadávána skokově, v druhém lineárním nárůstem.



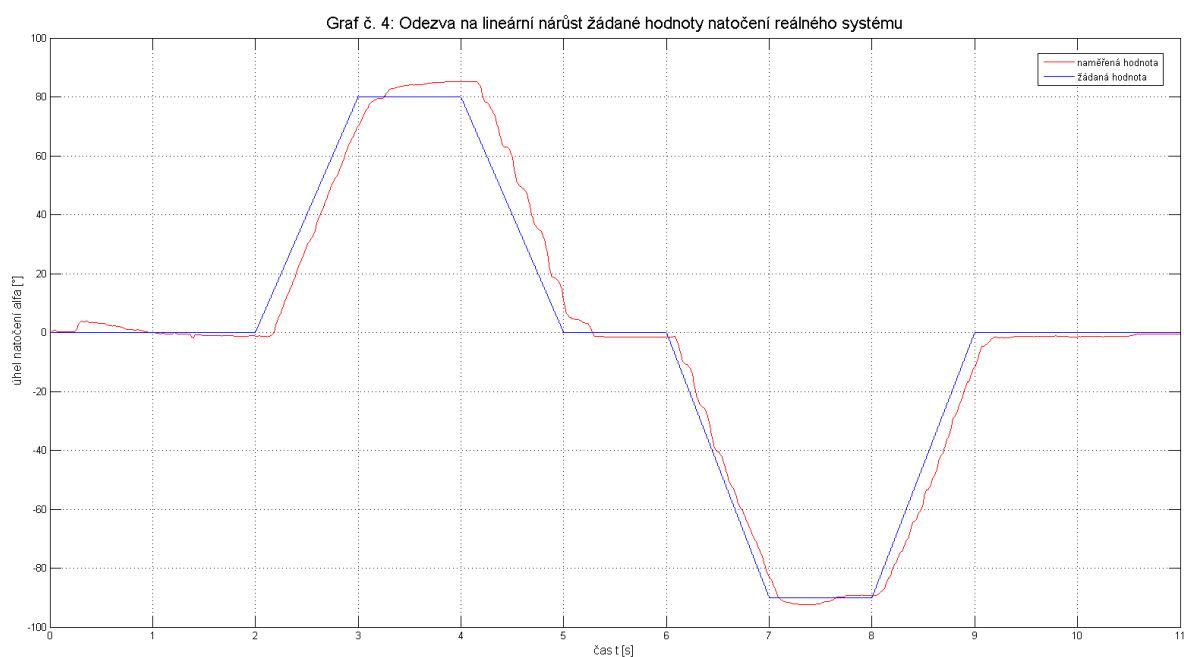
Obr. 26 Graf odezvy na skok žádané hodnoty U_n reálného systému



Obr. 27 Graf odezvy na skok žádané hodnoty úhlu natočení reálného systému



Obr. 28 Graf odezvy na lineární nárůst žádané hodnoty U_n reálného systému



Obr. 29 Graf odezvy na lineární nárůst žádané hodnoty úhlu natočení reálného systému

Z grafů jde vidět důsledek pouze přibližné aproximace senzoru natočení. Kdykoliv je požadavek na řízení podle úhlu, objevuje se odchylka (**obr. 27** a **obr. 29**). Při řízení na základě neupraveného signálu senzoru, se soustava ustálí na požadované hodnotě (**obr. 26** a **obr. 28**).

5 SROVNÁNÍ REÁLNÉ SOUSTAVY S MODELEM

Tato kapitola popisuje způsob a výsledky porovnání modelu a reálné soustavy.

5.1 Úprava modelu

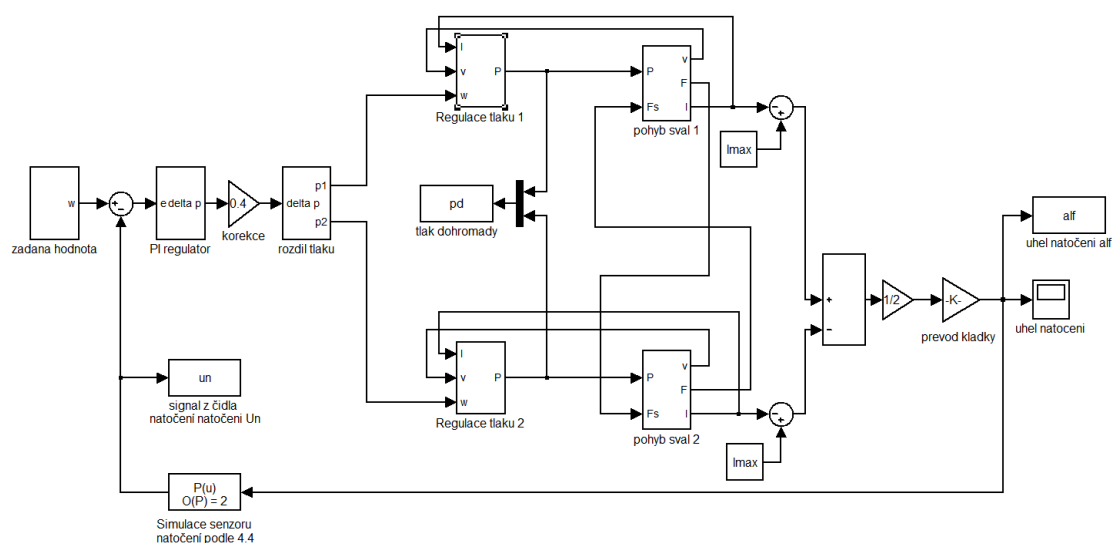
Model bylo třeba nejprve upravit, aby odpovídal reálné soustavě. V první řadě byly určeny potřebné parametry pneumatických svalů:

$l_{max}=0.27\text{ cm}$	maximální natažení svalu
$n=4$	počet obtočení svalu vláknem opletení
$m=0.12\text{ kg}$	hmotnost svalů a lanka
$m_{in}=1.431\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$	maximální hmotnostní tok vstupující do svalu
$f_k=0.105$	koeficient kinetického tření
$f_s=0.015$	koeficient statického tření
$x_s=0.0511\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	rychlostní konstanta
$S=1\cdot 10^{-5}\text{ m}^2$	třecí plocha vláken opletení
$b=0.3275\text{ m}$	délka vlákna opletení

Délka vlákna opletení byla spočítána podle **Obr. 1**.

Posledním chybějícím parametrem byl poloměr kladky $r=0.01\text{ m}$.

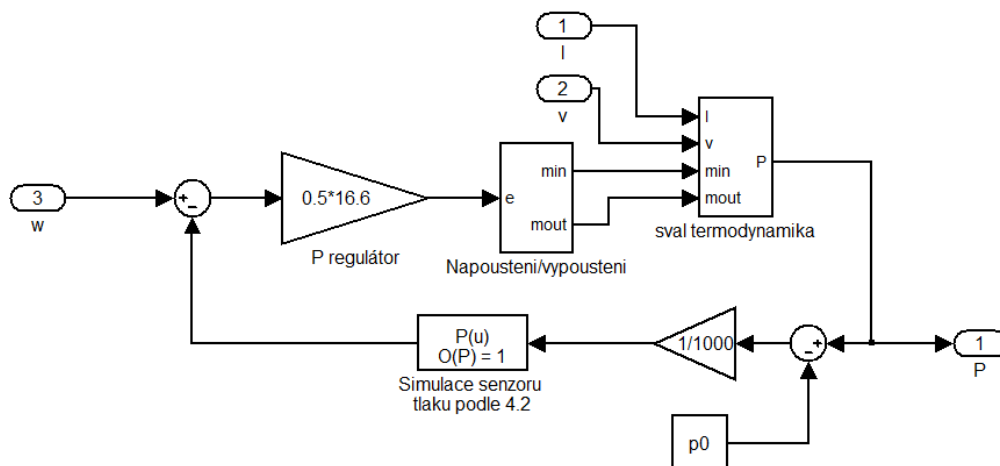
Dále byl upraven model tak, že byl doplněn o simulaci senzorů podle kapitoly 4.2 a přidány či nahrazeny některé subsystémy z řídicího modelu reálné soustavy tak, aby bylo možné použít totožné regulátory.



Obr. 30 Celkový pohled na upravený model podle reálné soustavy

Jelikož v modelu jsou oba svaly totožné, byla pro P regulátor na řízení tlaku ve svalu pro oba použita stejná hodnota. Hodnota byla zvolena jako hrubý střed mezi hodnotami regulátorů reálné soustavy:

$$F_{r\ sval1} = 0.5 * 16,6 \quad (5.1)$$



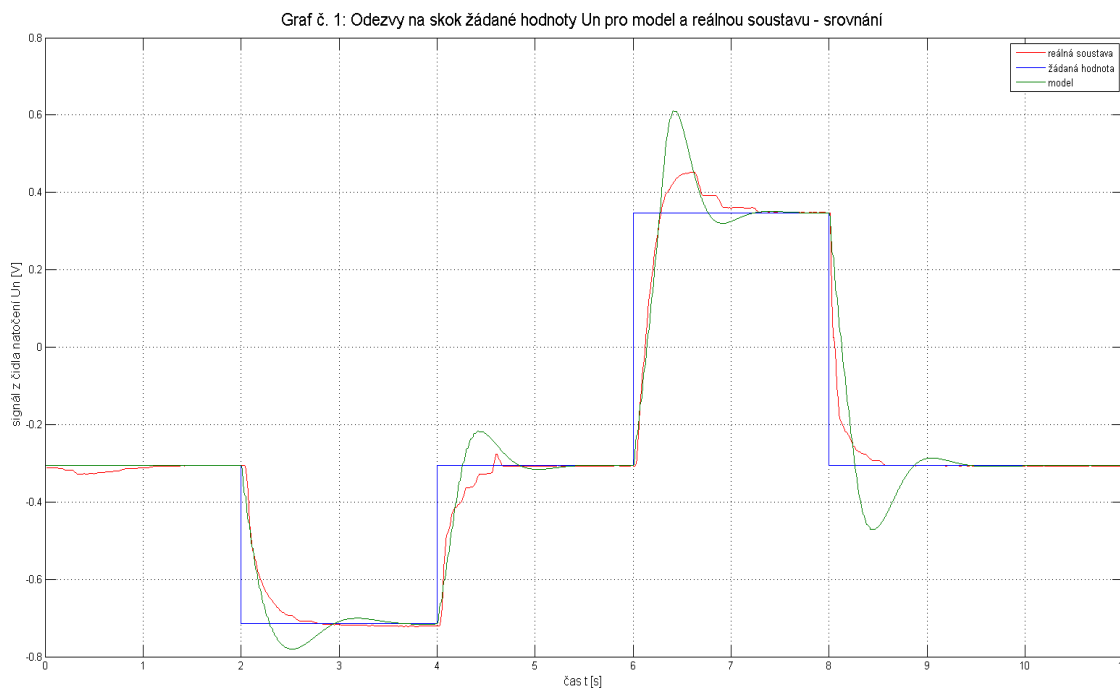
Obr. 31 Pohled na subsystém Regulace tlaku upraveného modelu

Subsystém PI regulátor je totožný jako u reálné soustavy a jeho hodnoty jsou taktéž totožné (podle rovnice (4.7)).

5.2 Porovnání výsledků soustavy a modelu

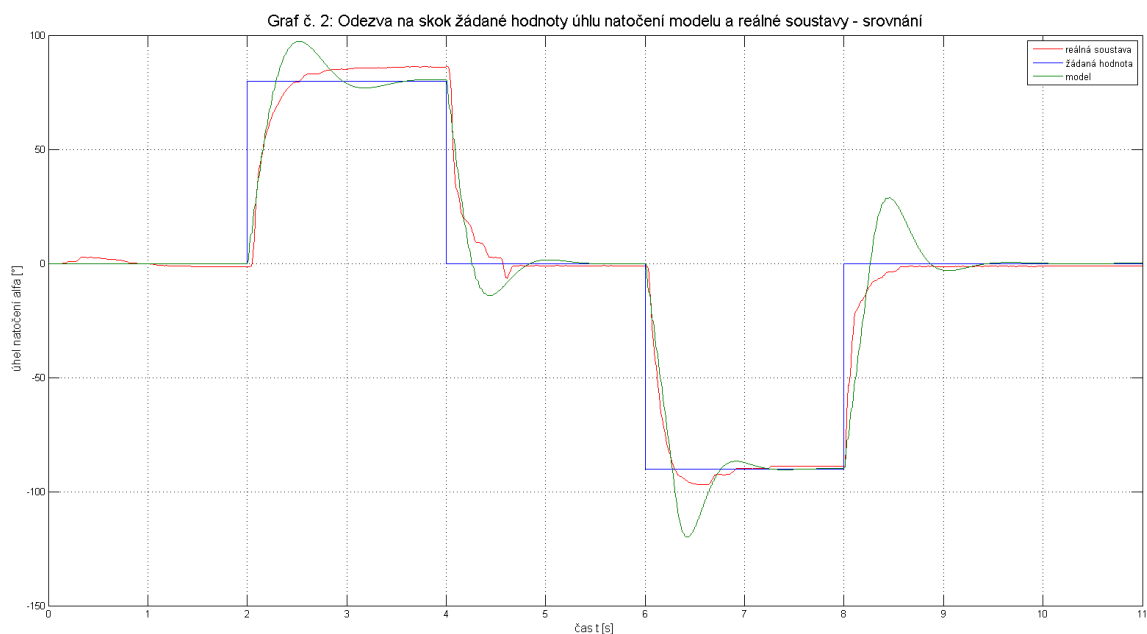
Porovnání výsledků bude ve formě odezev na skokovou či lineární změnu žádané hodnoty a porovnáním průběhů tlaků ve svalech.

5.2.1 Porovnání odezev na skok žádané hodnoty soustavy a modelu



Obr. 32 Graf srovnání odezev modelu a reálného systému na skokovou změnu hodnoty U_n

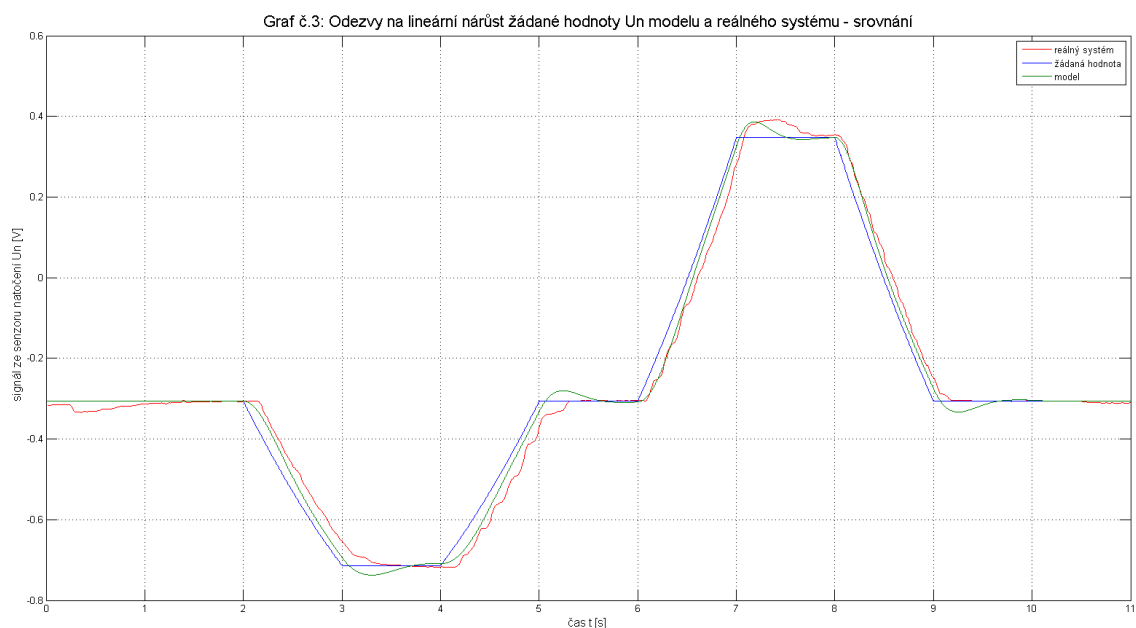
Z Obr. 32 jde vidět, že model se chová velmi podobně reálnému systému až na náhlé změny, kde se projevuje nedostatečné tření. Toto je nejspíše způsobeno jednoduchostí modelu, kde se nepočítá se všemi druhy tření a dynamických jevů probíhajících ve svalech.



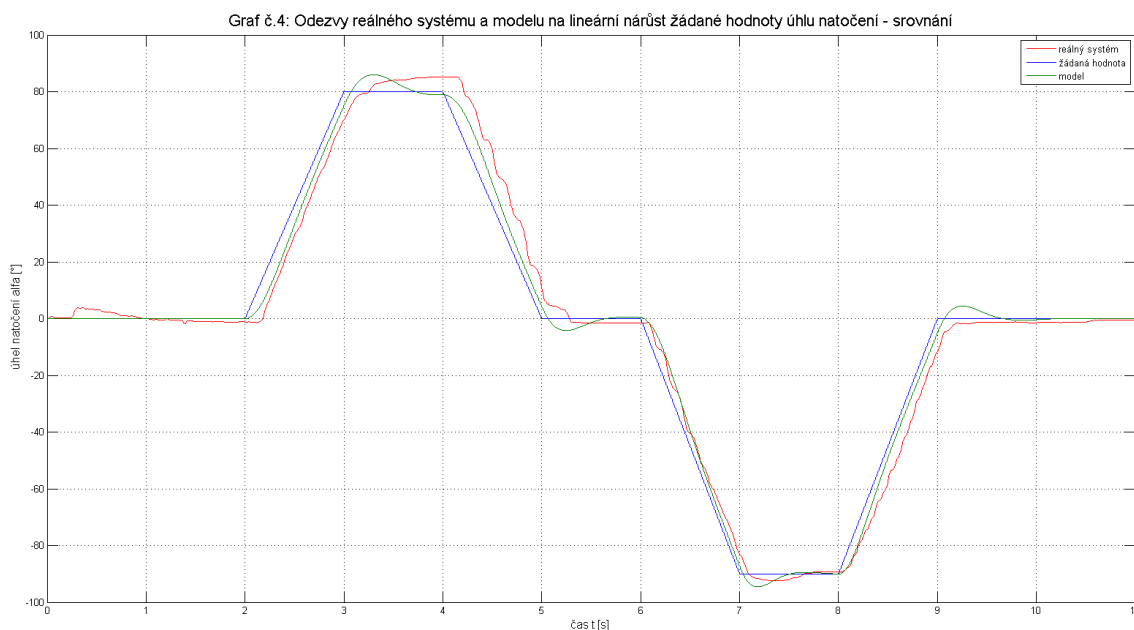
Obr. 33 Srovnání odezev reálného systému a modelu na skok žádané hodnoty úhlu natočení

V **Obr. 33** se opět projevuje nepřesná aproximace senzoru natočení. Model reguluje přesněji, protože využívá pouze simulace senzoru. Je zde také vidět vliv nedostatečného tlumení modelu ve srovnatelnějších mírách.

5.2.2 Porovnání odezev na lineární nárůst žádané hodnoty soustavy a modelu



Obr. 34 Graf srovnání odezev modelu a reálného systému na lineární nárůst žádané hodnoty U_n

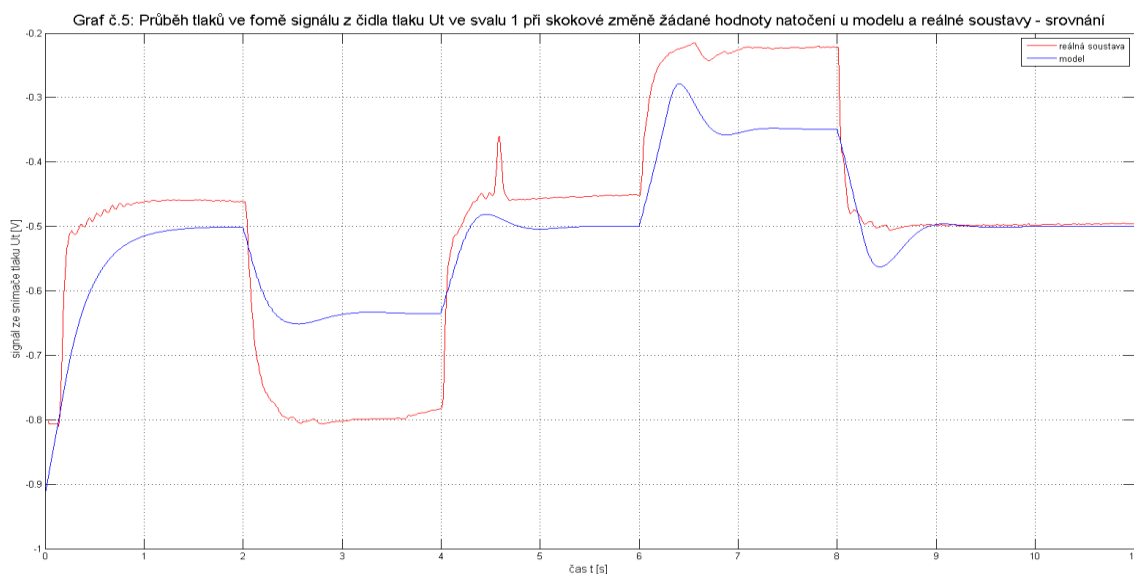


Obr. 35 Graf srovnání odezvy reálného systému a modelu na lineární nárůst žádané hodnoty úhlu natočení

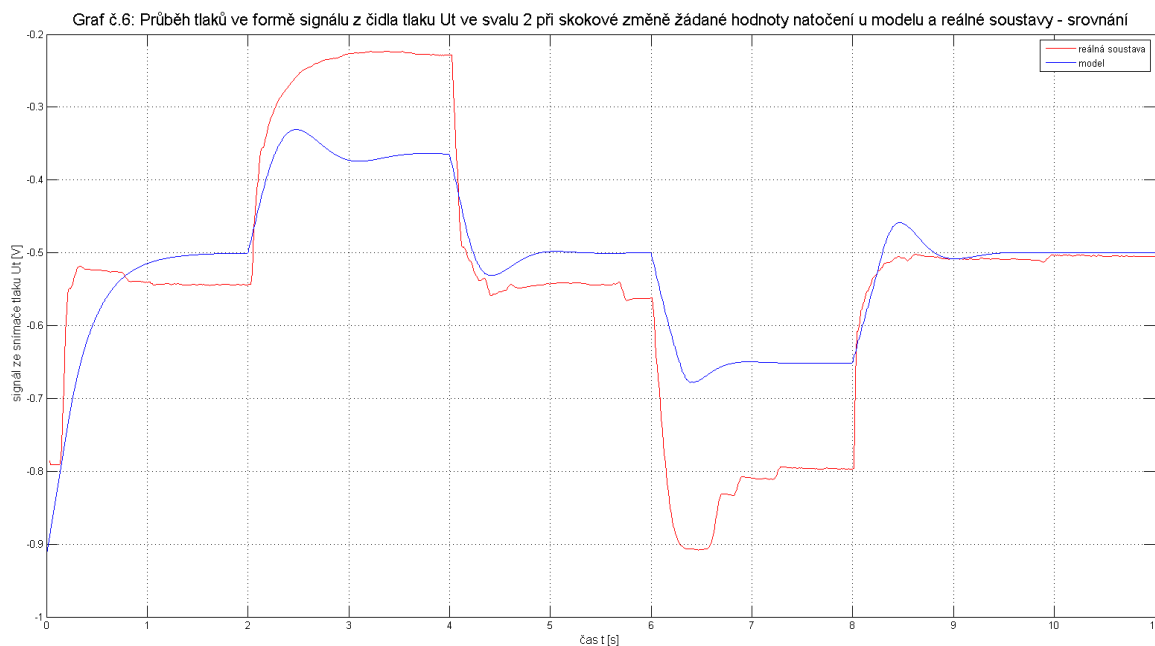
Výsledky jsou prakticky totožné jako u skokové změny žádané hodnoty. Model se chová poměrně přesně jako reálný systém. Pouze už se tak neprojevuje nedostatek tlumení a překymty u odezvy modelu jsou minimální.

5.2.3 Porovnání průběhu tlaků ve svalech mezi modelem a reálným systémem

Porovnání se bude provádět na průběhu tlaku jednotlivých svalů při skokové změně žádané hodnoty natočení.



Obr. 36 Graf srovnání tlaků svalů 1 mezi modelem a reálnou soustavou



Obr. 37 Graf srovnání tlaků svalu 2 mezi modelem a reálnou soustavou

Tlak ve svalech reálné soustavy je výrazně rozdílný, než u modelu (**Obr. 36** a **Obr. 37**). Dá se to vysvětlit velkou nelinearitou pneumatických svalů a jednoduchostí modelu v tlakové oblasti.

5.2.4 Shrnutí výsledků

Upravený model s regulátory převzatými od reálného systému se mu chováním velice přibližuje. V místech náhlé změny žádané hodnoty se projevuje jednoduchost modelu, kdy se objevují výraznější překmity, než u reálného systému. Příčiny lze hledat v dynamickém modelu, kde nebyly popsány všechny druhy tření nebo například pružnost svalu.

Také se ukázalo, že model nebude vhodný pro simulaci tlaku ve svalech, jelikož se výsledky modelu od reálných liší. Toto může být způsobeno opět jednoduchostí modelu.

Vzhledem k velké shodě chování modelu a reálné soustavy je možno použít model pro hrubé určení parametrů regulátoru natočení a k simulaci svalů v antagonistickém zapojení.

6 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvořit model pneumatických svalů v antagonistickém zapojení a poté ho konfrontovat s reálnou soustavou.

Ze začátku byl matematicky i fyzikálně popsán McKibbenův pneumatický sval podle autorů [1] [2] [3]. Na základě popisu byl vytvořen statický model, později i dynamický. Výsledné modely byly vytvořeny v programu MATLAB.

Pro vytvořený model byly navrženy regulátory tlaku jednotlivých svalů a poté regulátor natočení metodou Ziegler-Nichols.

Kvůli ověření modelu byla sestavena soustava, která obsahovala konstrukci s dvojicí pneumatických svalů spojených lankem přes kladku, byl navržen a poté realizován systém jejich řízení. Díky zkušenostem z tvorby modelu byla opět použita metoda Ziegler-Nichols. Navržený PI regulátor byl poté upraven, aby systém měl požadované vlastnosti.

V další části byly určeny parametry reálné soustavy a byl upraven navržený model, aby odpovídal reálné soustavě. Po této úpravě mohla být ověřena funkčnost modelu.

Jak se ukázalo, navržený model se choval velice podobně, jako reálná soustava, až na menší míru tlumení, která je zapříčiněna jednoduchostí modelu samotného. Pouze průběhy tlaků v jednotlivých svalech vykazovaly výraznější odchylku, která je nejspíše způsobena opět jednoduchostí modelu při výrazné nelinearitě pneumatických svalů. Potvrdilo se tedy, že vytvořený model je vhodný pro hrubý návrh parametrů regulátorů pro reálné aplikace.

LITERATURA

- [1] TONDU, B. a P. LOPEZ. Modeling and Control of McKibben Artificial Muscle Robot Actuators. *IEEE Control Systems Magazine*. roč. 2000, č. 20, s. 15-38.
- [2] KOPEČNÝ, L. a F. ŠOLC. McKibbenův pneumatický sval v robotice. *AT&P Journal*. roč. 2003, č. 2, s. 62-64.
Dostupné z: <http://www.atpjournal.sk/buxus/docs/atp-2003-2-62.pdf>
- [3] KOPEČNÝ, L. *McKibbenův pneumatický sval: Modelování a použití v hmatovém rozhraní*. Brno, 2009. Doktorská práce. VUT Brno.
- [4] CHLEBOUN, V. *Robotický kloub s pneumatickými svaly*. Brno, 2004. Diplomová práce. VUT Brno.
- [5] HUMUSOFT. *MF 614 Multifunctional I/O card: User's manual*. [cit. 2013-5-19]
Dostupné z: <http://www2.humusoft.cz/www/datacq/manuals/mf614um.pdf>
- [6] FREESCALE SEMICONDUCTOR. *MPX5700 Series: Data Sheet: Technical Data*. [cit. 2013-5-19] Dostupné z:
http://cache.freescale.com/files/sensors/doc/data_sheet/MPX5700.pdf?pspll=1
- [7] KLAPIL, Ondřej. *Řízení pneumatických svalů v antagonistickém zapojení*. Brno, 2012. Semestrální práce. VUT Brno.

SEZNAM POUŽITÁCH SYMBOLŮ

Značka	Veličina	Značka jednotky
n	počet obtočení vlákna opletení svalu	-
b	délka vlákna opletení svalu	m
θ	úhel opletení vlákna svalu	°
D	průměr svalu	m
V	objem svalu	m ³
P	absolutní tlak	Pa
W	práce	
F	síla	N
ε	relativní zkrácení svalu	-
L, l	délka svalu	m
f	koeficient tření	-
\dot{x}	rychlost	ms ⁻¹
S	plocha	m ²
ρ	měrná hustota plynu	kg/m ³
R	měrná plynová konstanta	Jkg ⁻¹ K ⁻¹
\dot{m}	hmotnostní tok	Kgs ⁻¹
\dot{Q}	tepelný tok	Js ⁻¹
k	Poisonova konstanta	-
c	měrná tepelná kapacita	Jkg ⁻¹ K ⁻¹
T	teplota	K
\dot{W}	výkon	W
\dot{U}	tok vnitřní energie	Js ⁻¹
α	úhel natočení svalu	°
a	zrychlení	ms ⁻²
r	poloměr kladky	m
P	relativní tlak	Pa
U	napětí	V

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpis m-file simulačních konstant neupraveného modelu – startup.m

```
%startup.m - konstanty pro model pneumatických svalů v
%antagonistickém
%zapojení PMAmodel.mdl

N=3.3;           %n [-]
b=0.4;           %b [m]
p0=101325;       %Tlak okolí [Pa]
k=1.33;          %Poissonova konstanta [-]
T=293.15;        %Teplota [K]
R=287.10;        %Měrná plynová konstanta [J/(kg*K)]
g=9.81;          %Gravitační zrychlení [m/s]
m=1;             %Hmotnost svalů a pojícího lanka [kg]
lmax=0.31;       %Maximální natažení svalu [m]
min=0.005;       %Maximální hmotnostní tok vstupující do
                 %svalu [kg/s]
fk=0.105;        %Koeficient statického tření [-]
fs=0.015;        %Koeficient kinetického tření [-]
xs=0.15;         %Rychlostní konstanta [m/s]
S=0.0000001;     %Třecí plocha vláken opletení [m2]
p=401325;        %Maximální tlak [Pa]
r=0.02281;       %Poloměr kladky [m]
```

Příloha 2 Výpis m-file simulačních konstant upraveného modelu – startupupraveny.m

```
%startupupraveny.m - konstanty pro upravený model
%pneumatických svalů v antagonistickém
%zapojení PMAupraveny.mdl

N=4;           %n [-]
b=0.3275;      %b [m]
p0=101325;     %Tlak okolí [Pa]
k=1.33;        %Poissonova konstanta [-]
T=293.15;      %Teplota [K]
R=287.10;      %Měrná plynová konstanta [J/(kg*K)]
g=9.81;        %Gravitační zrychlení [m/s]
m=0.12;        %Hmotnost svalů a pojícího lanka [kg]
lmax=0.27;     %Maximální natažení svalu [m]
min=0.00014309; %Maximální hmotnostní tok vstupující do
                 %svalu [kg/s]
fk=0.105;      %Koeficient statického tření [-]
fs=0.015;      %Koeficient kinetického tření [-]
xs=0.0511;     %Rychlostní konstanta [m/s]
S=0.00001;     %Třecí plocha vláken opletení [m2]
```



```
p=301325;          %Maximální tlak [Pa]
r=0.01;            %Poloměr kladky [m]
```

Příloha 3 Výpis m-file konstant pro ovládání reálného modelu – startupreal.m

```
%startupreal.m - konstanty řízení pneumatických svalů v
antagonistickém
%zapojení PMAcontrol.mdl

Tvzin0 = 0.01;      %Rychlost ctení dat z AD0
Tvzin1 = 0.01;      %Rychlost ctení dat z AD1
Tvzin2 = 0.01;      %Rychlost ctení dat z AD2
Tvzinirc = 0.02;    %Rychlost ctení dat z IRC
Tvzout = 0.01;      %Rychlost řízení generatoru
Twr = 0.2;          %Rychlost zápisu hodnot na obrazovku
Max_ticks = 1e9;
f = 100;             %frekvence PWM (PFM)
```